

Grado Universitario en Ingeniería Mecánica
2018-2019

Trabajo Fin de Grado

“Estudio termodinámico de un ciclo combinado con hibridación termosolar.”

Jonás López Paz

Tutor

Jesús Gómez Hernández

Leganés Julio de 2019



[Incluir en el caso del interés de su publicación en el archivo abierto]

Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons

Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada

RESUMEN

La presente memoria corresponde al estudio de un ciclo combinado con hibridación termosolar en el que se utilizará la energía producida por una torre solar para reducir el consumo de combustible y así reducir también las emisiones contaminantes de la planta.

Dentro del proyecto se describen los distintos tipos de planta de potencia existentes (Ciclo Brayton, Ciclo Rankine y Ciclo Combinado) a parte de sus variantes para mejorar las eficiencias. Al mismo tiempo se realizará un repaso de los distintos tipos de energía solar por concentración disponibles además de describir la tecnología de torre solar que será la utilizada para la hibridación de nuestra planta.

Posteriormente se realizará un análisis termodinámico del ciclo a través de la herramienta de cálculo MATLAB donde obtendremos los resultados correspondientes al rendimiento y potencia que genera la planta.

Por último realizamos un estudio económico en el que obtendremos el valor de la inversión a realizar y el índice LCOE para la construcción de la planta.

Palabras clave: Ciclo Combinado; Energía solar; Torre solar; Heliostatos; Potencia eléctrica; Rendimiento.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi agradecimiento a Jesús Gómez Hernández por ser mi tutor en este TFG y por su confianza ofrecida desde el primer día que empezamos a trabajar en este proyecto.

Deseo agradecer también a todos los profesores por todo lo que me han enseñado durante los años de carrera.

Agradecer también a mis compañeros y amigos por el apoyo recibido tanto en los buenos como en los malos momentos.

Y por último quiero agradecer sobre todo a mi familia por el apoyo incondicional recibido durante toda mi vida, sin ellos no habría sido posible.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVO.....	1
1.1. Objetivo	3
1.2. Estructura del proyecto	3
2. CICLOS DE POTENCIA.....	5
2.1. Ciclo Rankine.....	5
2.1.1. Análisis termodinámico del ciclo Rankine	6
2.1.2. Variantes del ciclo Rankine	7
2.2. Ciclo Brayton	9
2.2.1. Análisis termodinámico del ciclo Brayton	10
2.2.2. Variantes del ciclo Brayton.....	11
2.3. Ciclo Combinado	13
2.3.1. Ciclo combinado con HRSG	15
3. ENERGIA SOLAR	18
3.1. Concentración solar (concentrating solar power CSP).....	18
3.1.1. Tecnologías de CSP.....	19
3.1.1.1. Torre solar (SPT).....	21
3.1.2. Almacenamiento de energía térmica.....	23
4. METODOLOGÍA	26
5. PROPUESTA DE DISEÑO	28
5.1. Datos de partida.....	28
5.2. Diseño preliminar	28
5.3. Diseño final	31
5.3.1. Análisis termodinámico del ciclo	35
6. RESULTADOS.....	38
7. ANÁLISIS ECONÓMICO	42
8. CONCLUSIONES	45
9. REFERENCIAS.....	46
10. ANEXO: CÓDIGO FINAL	48

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS

Figura 1: Energía producida a partir de fuentes no renovables	1
Figura 2: Emisiones de CO ₂ mundiales	2
Figura 3: Energía producida mediante fuentes renovables.....	2
Figura 4: Capacidad instalada de energía solar en el mundo.....	3
Figura 5: Esquema de un ciclo Rankine	5
Figura 6: Diagrama T-S	7
Figura 7: Ciclo Rankine con Recalentamiento	8
Figura 8: Ciclo Rankine con regeneración en feedheater cerrado	8
Figura 9: Ciclo Rankine con regeneración en feedheater abierto.....	9
Figura 10: Ciclo Rankine con regeneración y recalentamiento.....	9
Figura 11: Ciclo Brayton abierto (a) y cerrado (b).....	10
Figura 12: Diagrama T-S ciclo Brayton	11
Figura 13: Ciclo Brayton con regeneración.....	12
Figura 14: Ciclo Brayton con recalentamiento.....	12
Figura 15: Ciclo Brayton con interenfriamiento	12
Figura 16: Ciclo Brayton con recalentamiento interenfriamiento y regeneración.....	13
Figura 17: Esquema de ciclo combinado	13
Figura 18: Centrales de ciclo combinado en España.....	14
Figura 19: Central térmica de Castejón.....	15
Figura 20: Central de ciclo combinado con HRSG de dos niveles de presión	16
Figura 21: Variación de la potencia CSP instalada en el mundo en los últimos años	18
Figura 22: Colector parabólico.....	19
Figura 23: Funcionamiento de un colector parabólico	20
Figura 24: Colector lineal Fresnel.....	20
Figura 25: Funcionamiento del colector lineal Fresnel	20
Figura 26: Colector de disco parabólico.....	21
Figura 27: Funcionamiento del colector de disco parabólico.....	21
Figura 28: Torre de energía solar	22
Figura 29: Funcionamiento de una planta solar de torre	22
Figura 30: Esquema de una planta de energía solar con tecnología de torre.....	23
Figura 31: Diferencias entre el punto de máxima producción y máximo precio de la energía.....	24
Figura 32: Opciones para el almacenamiento de calor.....	25
Figura 33: Pasos seguidos en el diseño de la planta.....	27
Figura 34: Diseño preliminar de la planta de potencia con ciclo Brayton.....	29
Figura 35: Diagrama T-S del ciclo Brayton	31
Figura 36: Diseño final de la planta de ciclo combinado	32
Figura 37: Disposición del campo de heliostatos alrededor de la torre solar	32
Figura 38: División del gasto másico	33
Figura 39: Relación de presiones en la primera expansión de la turbina de alta presión	34
Figura 40: Pinch point 5 en función del fijado	34
Figura 41: Zona de operación de la turbina de gas.....	35
Figura 42: Diagrama T-S de la turbina de vapor	38

Figura 43: Diagrama de transferencia de calor en el HRSG.	39
Figura 44: Reducción del gasto másico de agua en función de la carga.....	39
Figura 45: Reducción del gasto másico de sal solar en función de la carga	40
Figura 46: Reducción del gasto másico de gas natural en función de la carga.....	40
Figura 47: Reducción de la potencia neta de la planta en función de la carga	41
Figura 48: Comparación del LCOE de la planta con otras tecnologías.....	43

Tabla 1: Comparación de las distintas tecnologías de CSP	19
Tabla 2: Resultados del diseño preliminar	31
Tabla 3: Datos de la turbina Siemens D-R B Tandem	33
Tabla 4: Pinch Points conocidos para el problema.....	35
Tabla 5: Resultados de la planta a plena carga.....	38
Tabla 6: Gastos másicos de combustible y de sal solar según la planta utilizada.....	44

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVO

En las últimas décadas los gobiernos y organizaciones más importantes del mundo se han propuesto reducir las emisiones contaminantes producidas por el ser humano. En este aspecto destacan compromisos globales como el Protocolo de Kioto (1997) por el cual la gran mayoría de países se comprometían a reducir las emisiones de gases contaminantes como el dióxido de carbono, el metano o el óxido nitroso.

Además del Protocolo de Kioto, otro acuerdo mundial sobre la reducción de emisiones es el Acuerdo de París (2015) cuyo objetivo a largo plazo es limitar el calentamiento global, manteniendo que la temperatura media mundial no aumente más de 2°C sobre los niveles preindustriales [1].

Adicionalmente a los acuerdos internacionales, cada país tiene sus propios protocolos para reducir las emisiones contaminantes.

Para conseguir los objetivos marcados en los distintos compromisos adoptados es necesario un cambio en la forma de producir energía, ya que en la actualidad la mayoría de la energía producida en el mundo se obtiene a partir de combustibles fósiles (figura 1) y las emisiones de contaminantes como el dióxido de carbono han aumentado en los últimos años (figura 2).

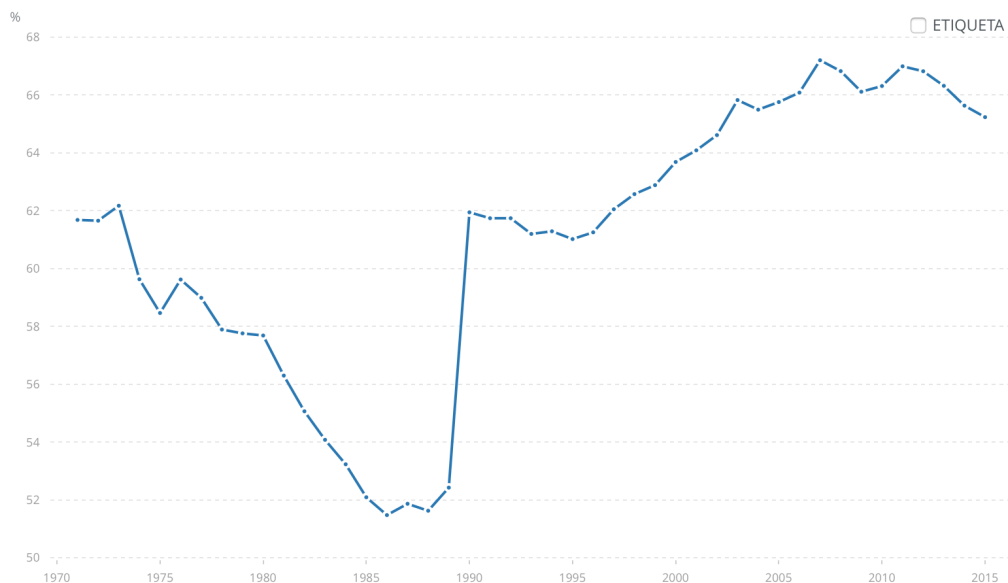


Figura 1: Energía producida a partir de fuentes no renovables [2].

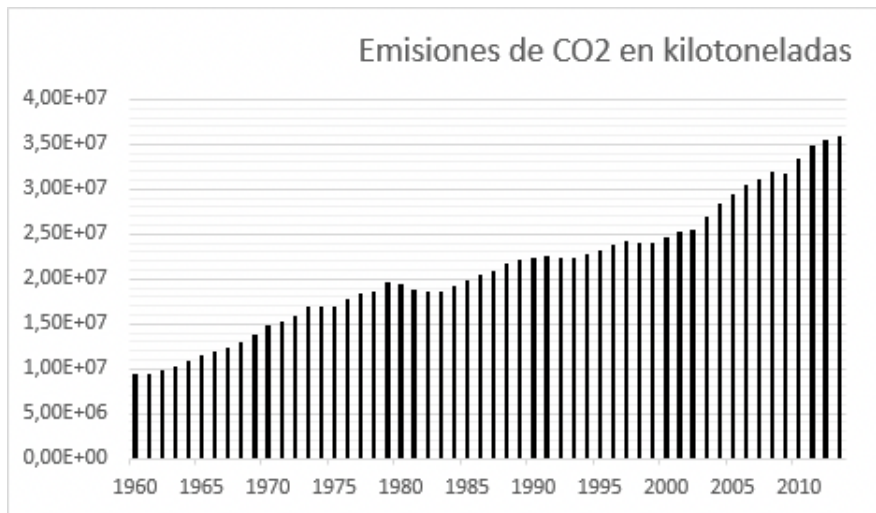


Figura 2: Emisiones de CO2 mundiales [2].

Debido al aumento de las emisiones de dióxido de carbono es necesario un mayor crecimiento de las energías renovables, ya que así se conseguirá reducir el consumo de combustibles fósiles y por lo tanto la emisión de gases contaminantes.

Gracias al avance de la tecnología se ha conseguido optimizar el uso de recursos naturales como son el sol y el viento, lo que ha producido un aumento de la producción de energía a través de fuentes renovables (figura 3).

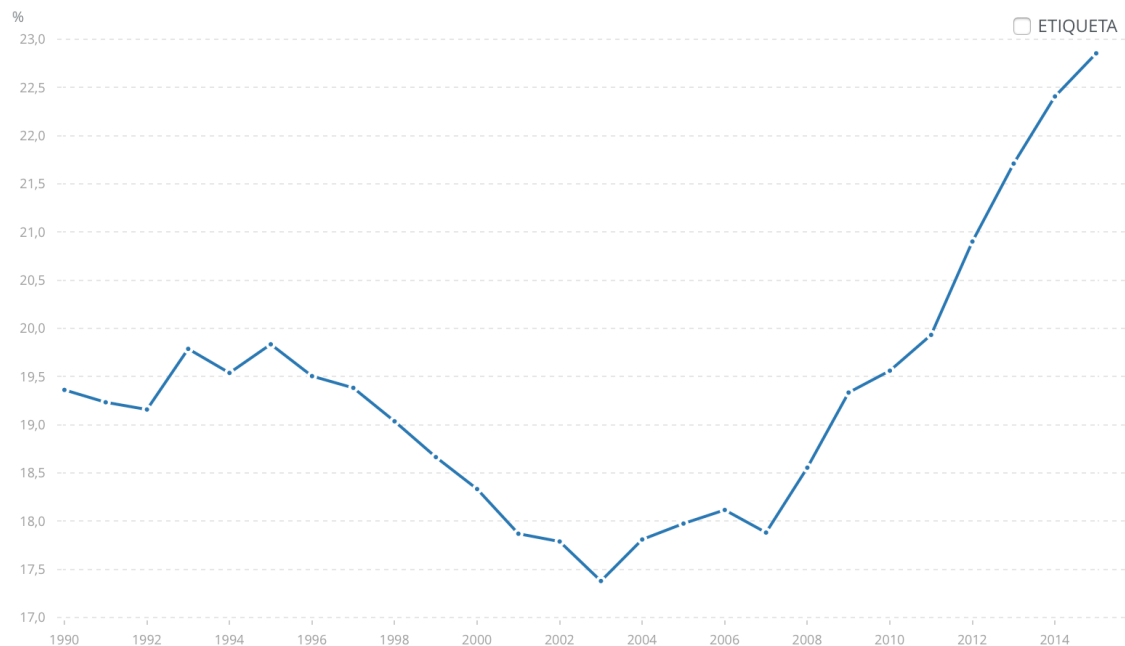


Figura 3: Energía producida mediante fuentes renovables [2].

Entre estos tipos de energías cabe destacar el ascenso en la utilización de energía solar para la producción de energía eléctrica (figura 4) ya que ha aumentado su capacidad instalada de 40.800MW en 2010 a 485.800MW en 2017. En España el aumento ha sido de 4.605MW en 2010 hasta 7.048MW en 2017 [3].

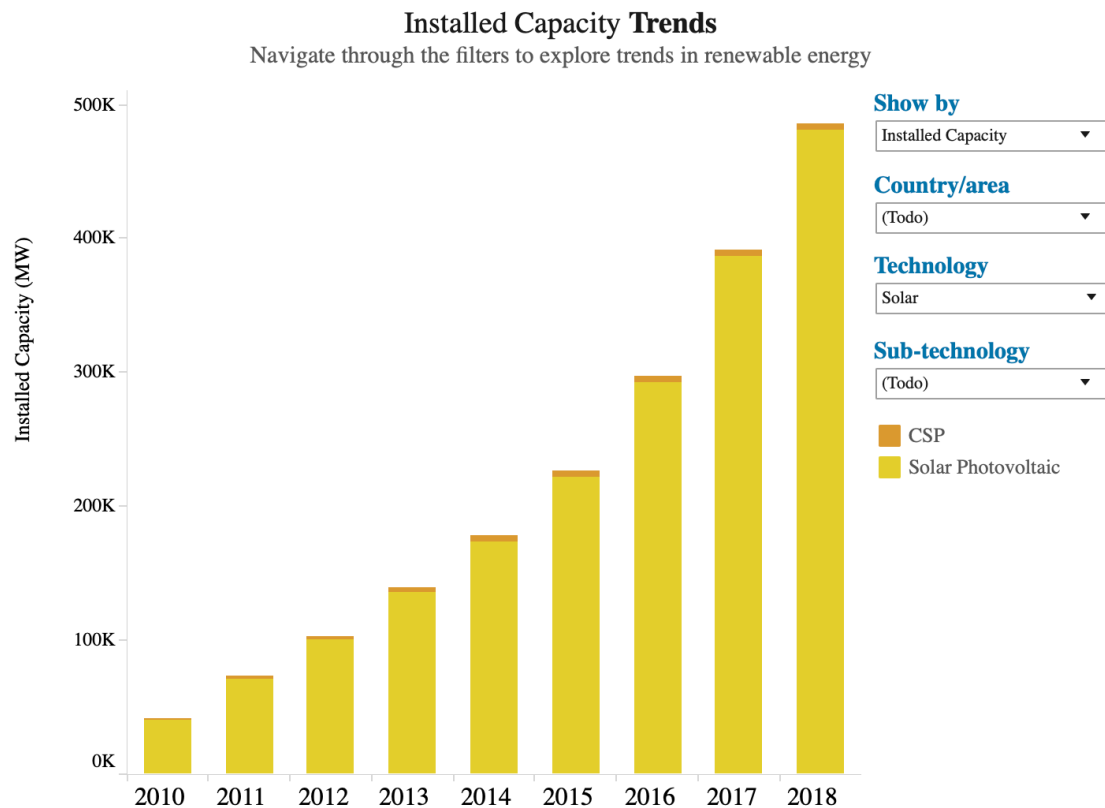


Figura 4: Capacidad instalada de energía solar en el mundo [3].

1.1. Objetivo

El objetivo de este proyecto es hibridar la tecnología termosolar de torre central con sales fundidas y tanques de almacenamiento con una planta de potencia de ciclo combinado. Se conseguirá una reducción del combustible utilizado en la cámara de combustión y, por efecto de esto, una reducción de las emisiones de gases contaminantes de la planta de potencia. Además, se estudiará la viabilidad económica del proyecto.

1.2. Estructura del proyecto

En el capítulo 2 (Ciclos de Potencia) se realizará una explicación de los distintos tipos de ciclos para generación de potencia eléctrica utilizados en la industria con sus variantes para mejorarlos.

En el capítulo 3 (Energía Solar) se explicará la tecnología solar utilizada para el diseño de la planta además de señalar los aspectos más importantes del resto de tecnologías para la obtención de energía solar.

En el capítulo 4 (Medio ambiente y Metodología) se realizará un resumen de los pasos seguidos en el diseño de la planta de potencia además de explicar la elección en el tipo de tecnología utilizada.

En el capítulo 5 (Propuesta de diseño) se realizará un diseño preliminar en el que se calcularán los aspectos más importantes del ciclo y a continuación se resolverá el ciclo final.

En el capítulo 6 (resultados) se expondrán los resultados de la planta de potencia.

En el capítulo 7 (Análisis económico) se realizará el LCOE para la construcción de la planta.

En el capítulo 8 (Conclusiones) se expondrán las conclusiones obtenidas del estudio de los resultados y el análisis económico de la planta diseñada.

2. CICLOS DE POTENCIA

En el presente capítulo se explicarán los distintos tipos de plantas de potencia básicas (Rankine y Brayton) que se pueden emplear en nuestra instalación. Se explicarán los procesos seguidos en los ciclos simples y se introducirá el análisis termodinámico. Además, se comentarán las mejoras que se pueden llevar a cabo en cada ciclo para incrementar su eficiencia.

2.1. Ciclo Rankine

El ciclo de Rankine o turbina de vapor es un tipo de generación de potencia eléctrica en la que el fluido de trabajo es un fluido compresible, generalmente agua. En el ciclo Rankine simple tenemos los siguientes procesos en el fluido de trabajo:

- Compresión del fluido: se realiza a través de una bomba con el fluido en estado líquido en saturación.
- Cambio de fase: se realiza a través de una cámara de combustión con un aporte de calor a través de la combustión de un combustible. El cambio de fase se realizará a presión constante. El aporte de calor se realizará en varias fases: en la primera fase el agua aumentará de temperatura permaneciendo en estado líquido hasta llegar a un estado de saturación. Posteriormente, se llevará a cabo el cambio de fase para, por último, subir la temperatura del vapor.
- Expansión del fluido: se lleva a cabo en una turbina en la cual el vapor a alta presión choca con los álabes de la turbina con lo que se consigue generar energía cinética en el eje de la turbina que gira solidario al eje de un generador a partir del cual conseguimos la energía eléctrica.
- Condensación: después de la expansión el fluido entra en un condensador para realizar un cambio de fase de vapor a líquido saturado, que es el estado de entrada en la bomba.

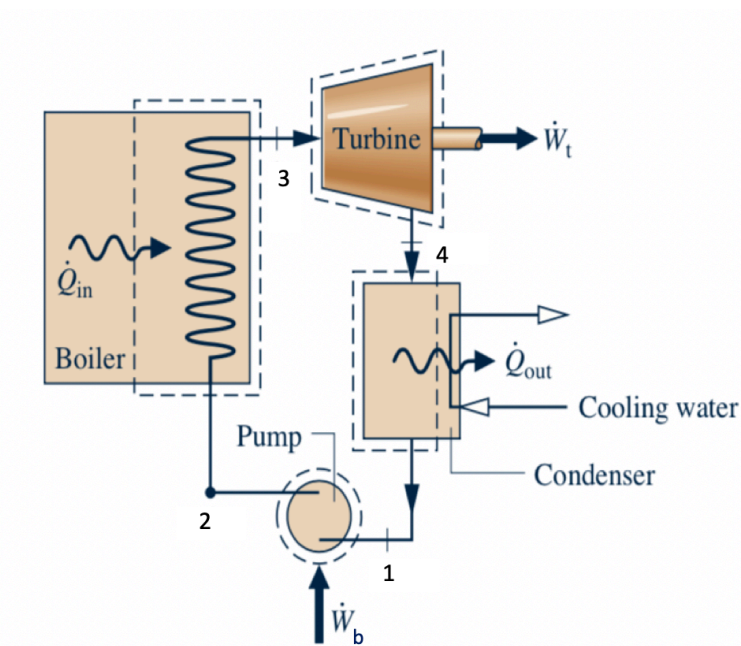


Figura 5: Esquema de un ciclo Rankine [4].

2.1.1. Análisis termodinámico del ciclo Rankine

Para obtener los resultados en los distintos procesos en un ciclo Rankine simple utilizaremos el primer principio de la termodinámica. Posteriormente, para su representación en los diagramas de temperatura frente a entropía (T-S) utilizaremos el segundo principio.

- 1^{er} Principio de la Termodinámica

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} + \dot{W}_{vc} + \sum_{in} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + (g \times z) \right) - \sum_{out} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + (g \times z) \right) \quad (1)$$

- 2^o Principio de la Termodinámica

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{vc}}{T} + \sum_{in} \dot{m} \times s - \sum_{out} \dot{m} \times s \quad (2)$$

Para resolver las dos ecuaciones se tendrán en cuenta las siguientes hipótesis:

- Gasto másico constante.
- Régimen estacionario.
- La bomba y la turbina se consideran adiabáticas
- Los términos de velocidad y altura (energía cinética y potencial) se consideran despreciables frente al término de entalpía.

Utilizando estas hipótesis las ecuaciones se simplifican para los distintos elementos del ciclo en las que se sigue la numeración establecida en la figura 5:

- a) Bomba.

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (3)$$

La potencia de la bomba (\dot{W}_{bomba}) tendrá valor negativo, ya que hay que aportarle energía para que funcione.

- b) Caldera.

$$\dot{Q}_{caldera} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (4)$$

La potencia térmica de la caldera ($\dot{Q}_{caldera}$) tendrá como resultado un valor positivo, ya que se trata de calor aportado al fluido.

- c) Turbina.

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (5)$$

La potencia de la turbina ($\dot{W}_{turbina}$) tendrá como resultado un valor positivo ya que se consigue energía a partir de ella.

d) Condensador.

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (6)$$

La potencia térmica del condensador ($\dot{Q}_{condensador}$) tendrá como resultado un valor negativo ya que se le extrae calor al fluido de trabajo.

Una vez tenemos calculados todos los puntos de la instalación podemos colocar cada punto del ciclo en un diagrama T-S (figura 6).

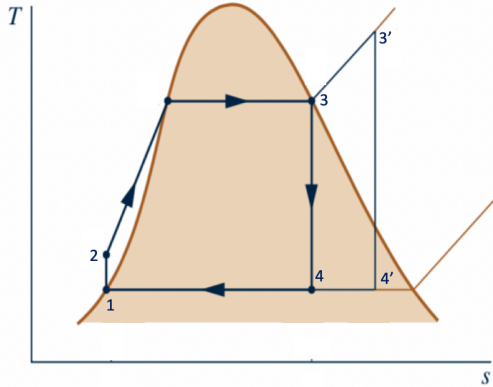


Figura 6: Diagrama T-S [4].

El rendimiento del ciclo Rankine simple se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{h_3 - h_2} \quad (7)$$

2.1.2. Variantes del ciclo Rankine

Para mejorar la eficiencia del ciclo Rankine se recurre a una serie de variaciones:

- **Recalentamiento:** en un ciclo Rankine con recalentamiento (figura 7) se realiza la expansión del fluido en dos tramos con dos turbinas. Consiste en hacer pasar el fluido que sale de la primera turbina por una caldera o cámara de combustión para elevar su temperatura a presión constante para, posteriormente, volver a pasar el fluido por una turbina para finalizar la expansión. Con este proceso permitimos un aumento de la presión en la caldera con lo que conseguimos aumentar la eficiencia del ciclo, pero tiene el inconveniente de aumentar el grado de humedad en los últimos pasos de la turbina, lo que se reduce con el recalentamiento. La eficiencia ganada con el recalentamiento no es excesiva, pero si tiene un impacto más notable en la vida útil de la turbina ya que trabaja a temperaturas menores de las alcanzadas en un ciclo simple con la misma eficiencia [5].

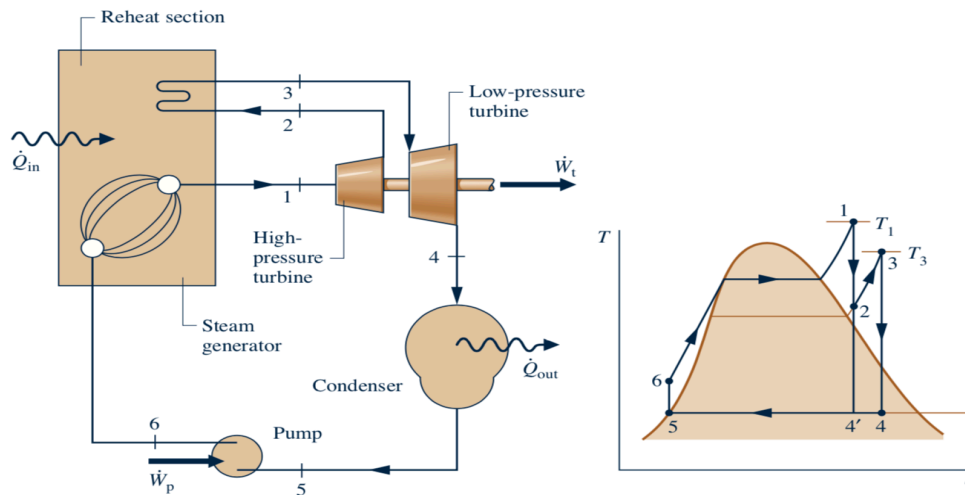


Figura 7: Ciclo Rankine con Recalentamiento [4].

- Regeneración:** en un ciclo Rankine la regeneración consiste en hacer pasar tanto el fluido que sale de la bomba como el fluido que sale de la turbina por un intercambiador de calor. El fluido que sale de la turbina cede calor al que sale de la bomba incrementando así su temperatura. Con este incremento conseguimos introducir el fluido a una temperatura mayor que en el ciclo simple por lo que el gasto másico de combustible necesario para que el fluido adquiera la temperatura necesaria para entrar en la turbina sea menor que en un ciclo simple, mejorando así su rendimiento global. Este intercambio de calor se puede hacer mediante un feedheater cerrado (figura 8) o uno abierto (figura 9) como se puede observar en las figuras adjuntas.

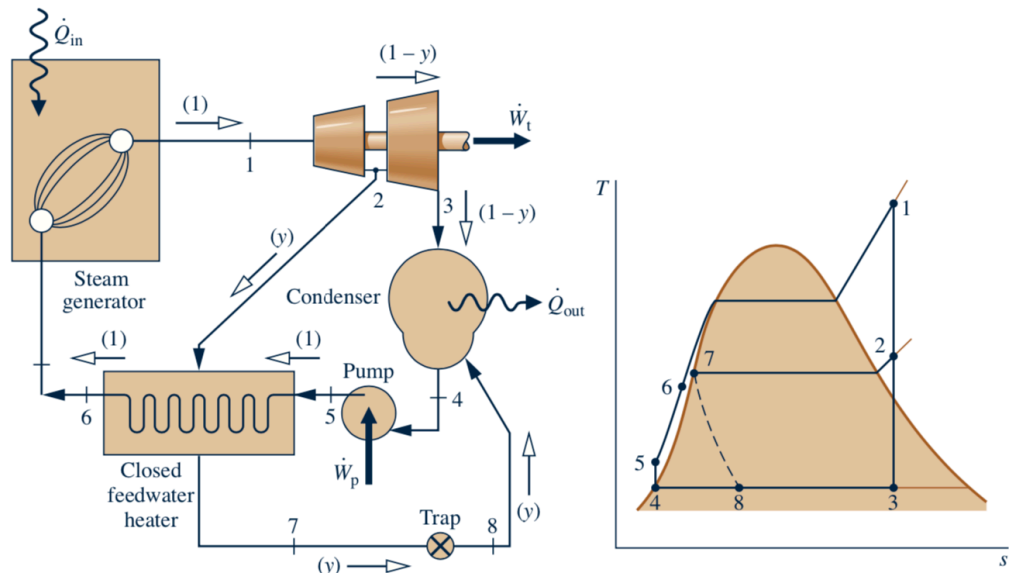


Figura 8: Ciclo Rankine con regeneración en feedheater cerrado [4].

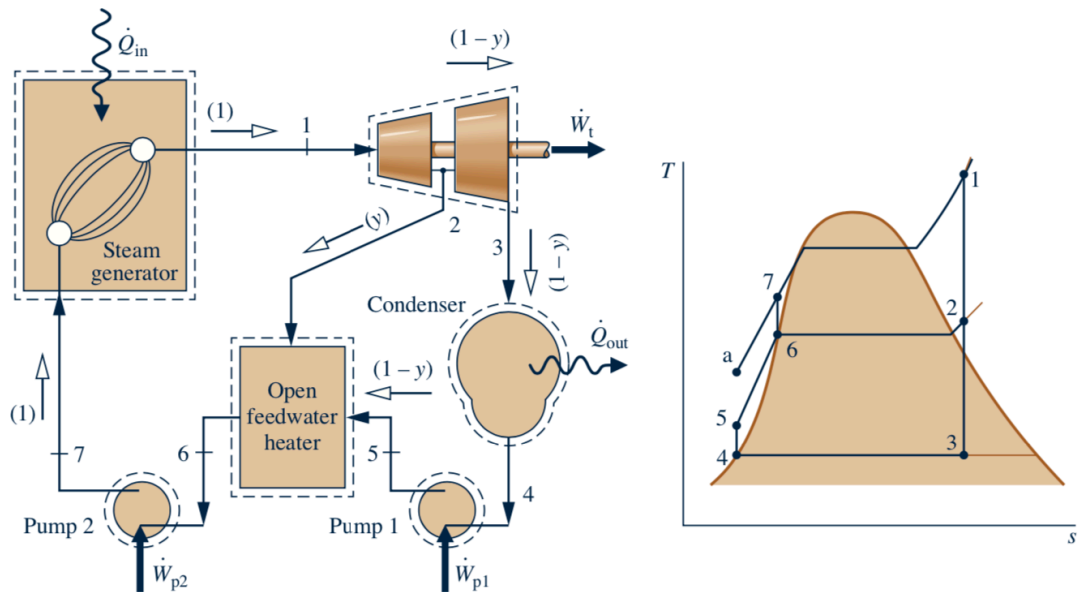


Figura 9: Ciclo Rankine con regeneración en feedheater abierto [4].

En una planta de generación de energía a través de ciclo Rankine se recurre a una mezcla de las dos variaciones. (figura 10)

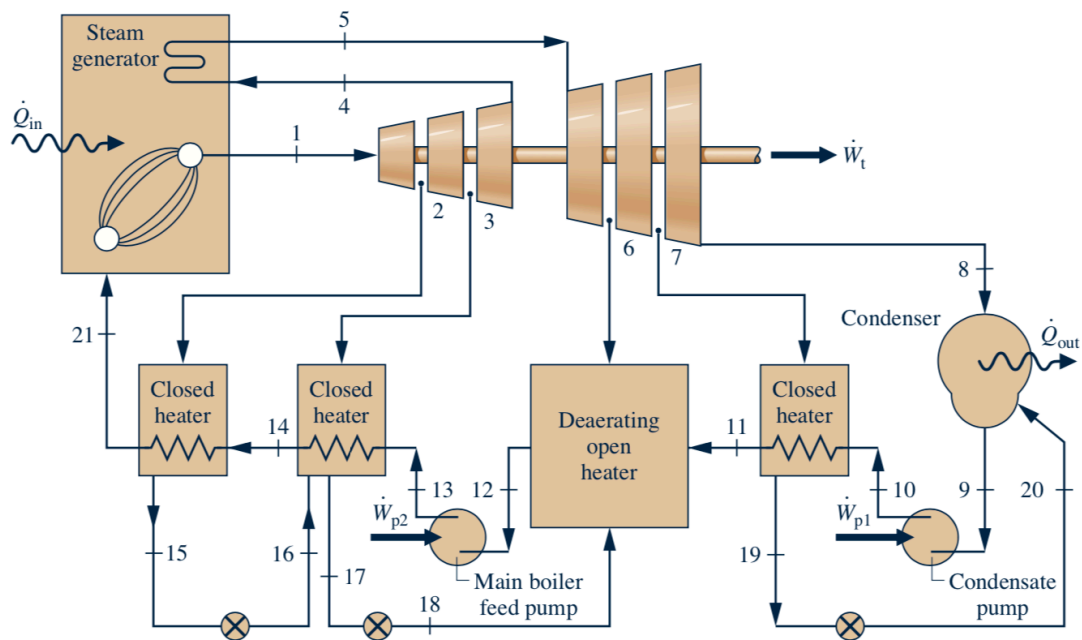


Figura 10: Ciclo Rankine con regeneración y recalentamiento [4].

2.2. Ciclo Brayton

El ciclo Brayton o turbina de gas (figura 11) es un tipo de ciclo de generación de potencia en el cual el fluido de trabajo, generalmente aire, se utiliza para generar potencia eléctrica a través de una turbina. El diseño de un ciclo Brayton simple es muy similar al explicado anteriormente en el ciclo Rankine, pero con algunas diferencias:

- El fluido de trabajo no cambia de estado en ningún momento, siempre se encontrará en estado gaseoso.

- La etapa de compresión se realiza a través de un compresor en lugar de una bomba ya que el fluido de trabajo estará en estado gaseoso.
- El ciclo puede ser cerrado ya que el compresor puede alimentarse con aire a condiciones ambientales por lo que se puede ahorrar una etapa y el coste de un intercambiador de calor, aunque es habitual encontrar el ciclo cerrado para aprovechar el calor del gas que sale de la turbina.

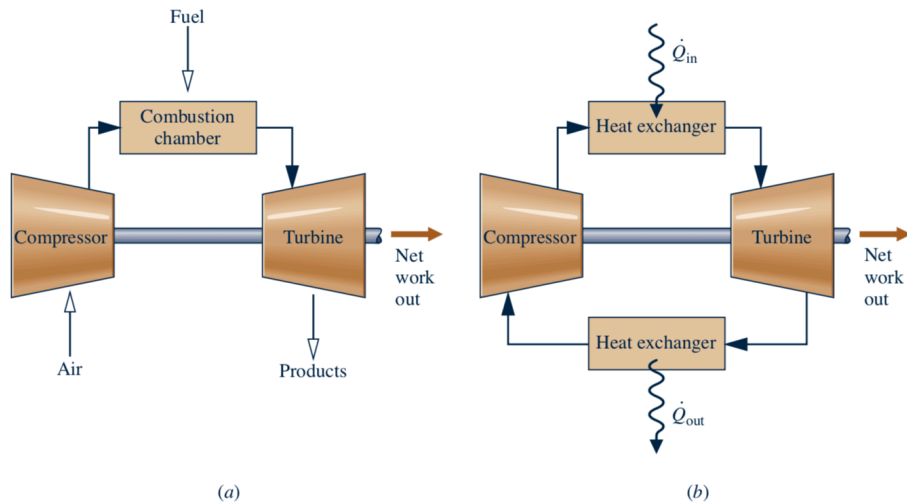


Figura 11: Ciclo Brayton abierto (a) y cerrado (b) [4].

2.2.1. Análisis termodinámico del ciclo Brayton

El modo de obtener las variables en los distintos procesos del ciclo Brayton es, al igual que en el ciclo Rankine, tanto el primer como el segundo principio de la termodinámica (ecuaciones 1 y 2) y para su resolución se seguirán las mismas hipótesis:

- Gasto másico constante.
- Régimen estacionario.
- La bomba y la turbina se consideran adiabáticas
- Los términos de velocidad y altura (energía cinética y potencial) se consideran despreciables frente al término de entalpía.

a) Bomba.

$$\dot{W}_{\text{compresor}} = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (8)$$

La potencia del compresor (\dot{W}_{bomba}) tendrá valor negativo, ya que hay que aportarle energía para que funcione.

b) Caldera.

$$\dot{Q}_{\text{caldera}} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (9)$$

La potencia térmica de la caldera (\dot{Q}_{caldera}) tendrá como resultado un valor positivo, ya que se trata de calor aportado al fluido.

c) Turbina.

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (10)$$

La potencia de la turbina ($\dot{W}_{turbina}$) tendrá como resultado un valor positivo ya que se consigue energía a partir de ella.

Una vez tenemos calculados todos los puntos de la instalación podemos colocar cada punto del ciclo en un diagrama T-S.

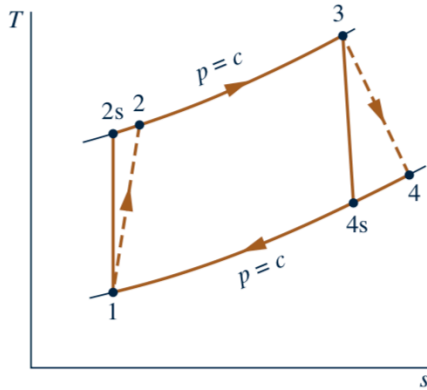


Figura 12: Diagrama T-S ciclo Brayton [4].

El rendimiento en un ciclo Brayton simple (independientemente de si se trata de un ciclo cerrado o abierto) se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{compresor}}{\dot{Q}_{caldera}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{h_3 - h_2} \quad (11)$$

2.2.2. Variantes del ciclo Brayton

De la misma manera que en el ciclo Rankine existen distintas posibilidades para mejorar la eficiencia del ciclo Brayton.

En el ciclo Brayton existe también la posibilidad de utilizar la regeneración (figura 13) y el recalentamiento (figura 14) como en el ciclo Rankine, pero además, existe otra opción para mejorar la eficiencia, el interenfriamiento (figura 15).

En un ciclo Brayton con interenfriamiento la etapa de compresión se realiza en dos fases con dos compresores distintos entre los que se añade un refrigerador para bajar la temperatura del gas que sale del primer compresor y así poder realizar la compresión del aire en dos etapas. De esta manera conseguimos introducir una mayor cantidad de aire en la turbina de gas y podremos obtener mayores potencias netas con el mismo rendimiento.

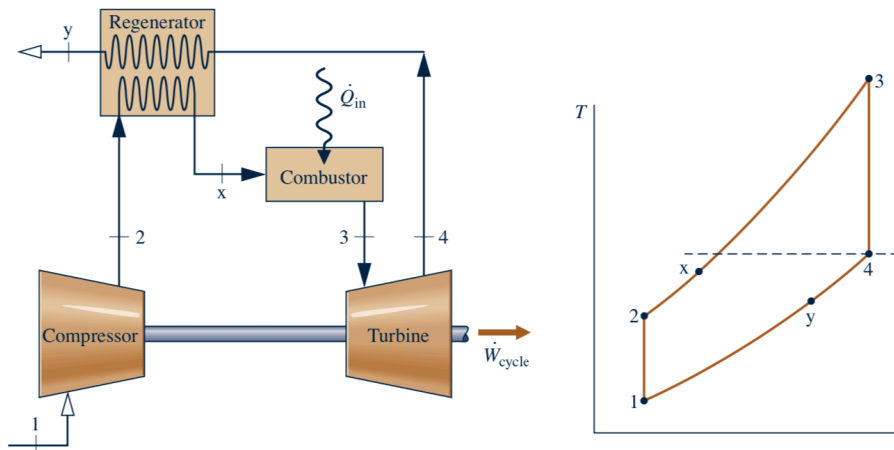


Figura 13: Ciclo Brayton con regeneración [4].

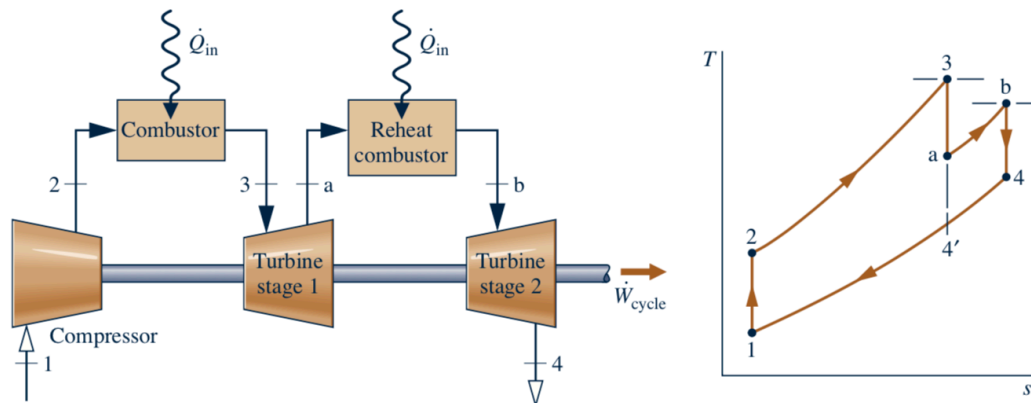


Figura 14: Ciclo Brayton con recalentamiento [4].

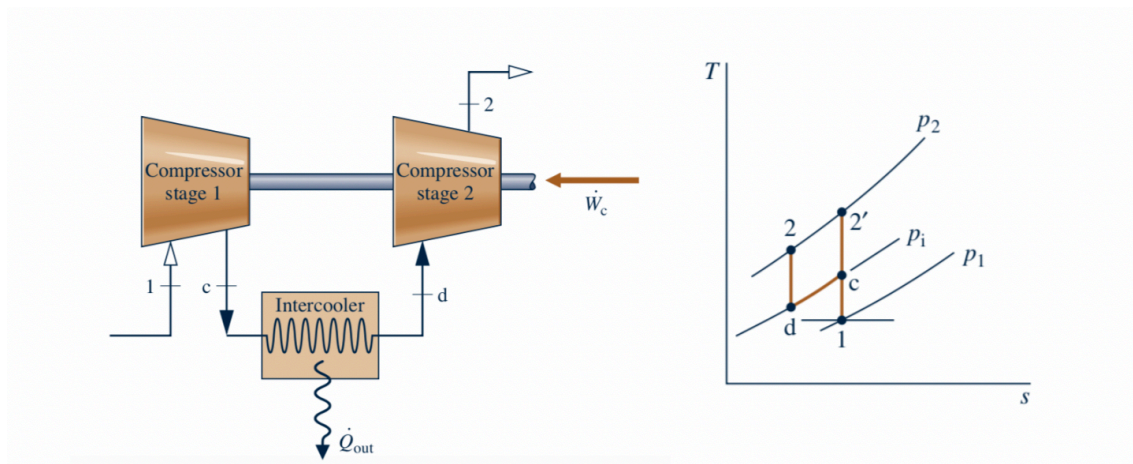


Figura 15: Ciclo Brayton con interenfriamiento [4].

De igual manera que en las plantas de potencia con ciclo Rankine, un ciclo Brayton puede utilizar todos los sistemas de mejora a la vez. (figura 16)

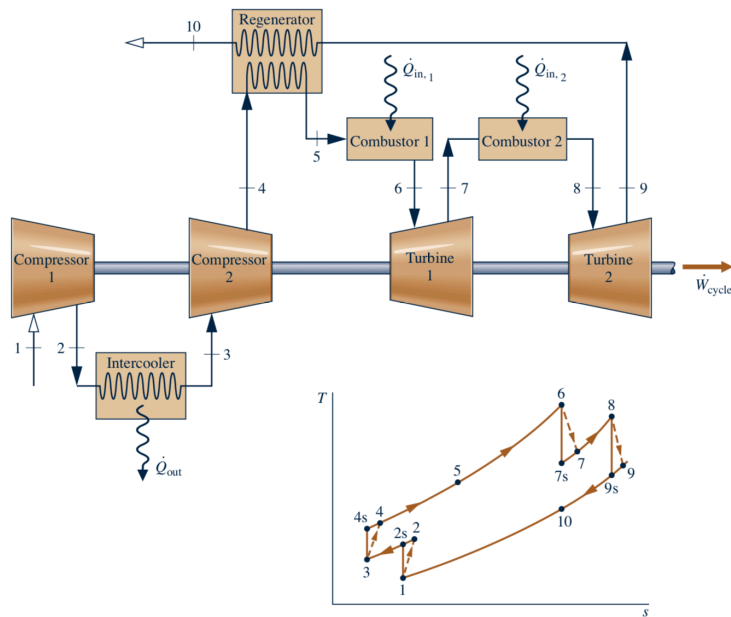


Figura 16: Ciclo Brayton con recalentamiento interenfriamiento y regeneración [4].

2.3. Ciclo Combinado

Un ciclo combinado (figura 17) surge de la unión de un ciclo Brayton y un ciclo Rankine. Esta fusión se lleva a cabo debido a la gran temperatura que se alcanza en la salida de la turbina de gas y esa temperatura se aprovecha con el ciclo combinado. La unión de los dos ciclos termodinámicos se realiza a través de un intercambiador de calor que servirá como evaporador para el ciclo de la turbina de vapor.

Con el ciclo combinado incrementamos el rendimiento que tienen las dos tecnologías por separado y reducimos también el consumo de combustibles y su utilización es una buena opción para el diseño de plantas de potencia.

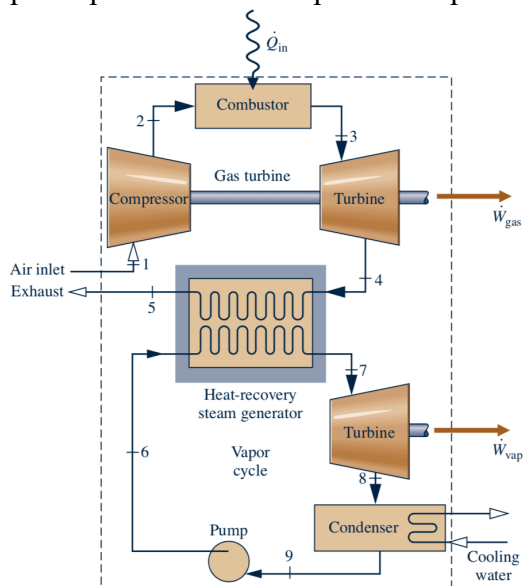


Figura 17: Esquema de ciclo combinado [4].

Su análisis termodinámico sigue el mismo proceso que el realizado para tanto el ciclo Brayton como para el ciclo Rankine, el único cambio se observa en la formula del rendimiento:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{vap}}{\dot{Q}_{in}} \quad (12)$$

Donde \dot{W}_{gas} es la potencia neta desarrollada en la turbina de gas, \dot{W}_{vap} es la potencia neta desarrollada en la turbina de vapor, y \dot{Q}_{in} es la potencia térmica aportada en la cámara de combustión del ciclo de gas.

En la expresión del rendimiento se puede observar por qué se incrementa en un ciclo combinado con respecto al obtenido en los dos ciclos por separado ya que tenemos dos generaciones de energía mientras que solo se necesita un aporte de calor.

La generación de energía en España a través de los ciclos combinados supone el 10% del total [6] y, debido al aumento de las energías renovables, se mantiene constante desde el 2010. En 2016 la potencia instalada en España en centrales de ciclo combinado era de aproximadamente 26800 MW (figura 18). Las centrales de ciclo combinado son importantes en la generación de electricidad ya que son utilizadas para generar en picos de demanda por su gran flexibilidad frente a las centrales de energías renovables y a su facilidad de puesta en marcha.

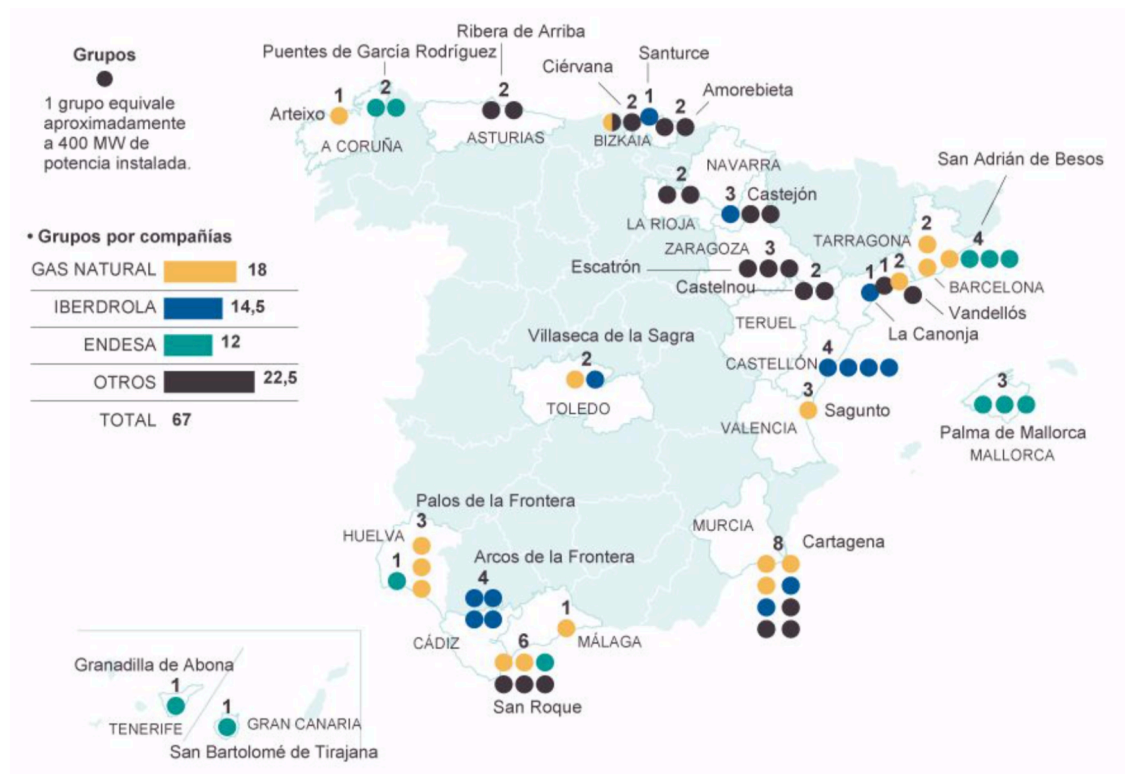


Figura 18: Centrales de ciclo combinado en España [6].



Figura 19: Central térmica de Castejón [7].

2.3.1. Ciclo combinado con HRSG

Para generar el vapor en el ciclo combinado se utiliza una caldera de recuperación de calor o HRSG (heat recovery steam generator) [8] (figura 20).

La función del HRSG es aprovechar los gases de escape de la turbina de gas para, a partir de agua líquida a alta presión, producir vapor que será el encargado de mover los álabes de la turbina generando potencia eléctrica.

La caldera de recuperación de calor puede tener los siguientes componentes:

- **Desgasificador**: sistema encargado de eliminar el aire de la corriente de agua.
- **Calderín**: se encarga de almacenar el agua saturada que no ha evaporado para devolverla a los evaporadores. En un HRSG puede haber mas de un calderín según los niveles de presión que tenga la caldera.
- **Evaporadores**: son los encargados de producir el cambio de fase en el agua generando vapor. El calor para el cambio de fase es aportado por los gases de escape de la turbina.
- **Bombas**: su función es alimentar al circuito de agua a presión. También se utilizan para la recirculación del agua saturada que no ha llegado a evaporar.
- **Economizadores**: calientan el agua entregada por las bombas para que lleguen a la temperatura de saturación.
- **Sobrecalentadores y recalentadores**: aumentan la temperatura del vapor antes de que entren en la turbina.

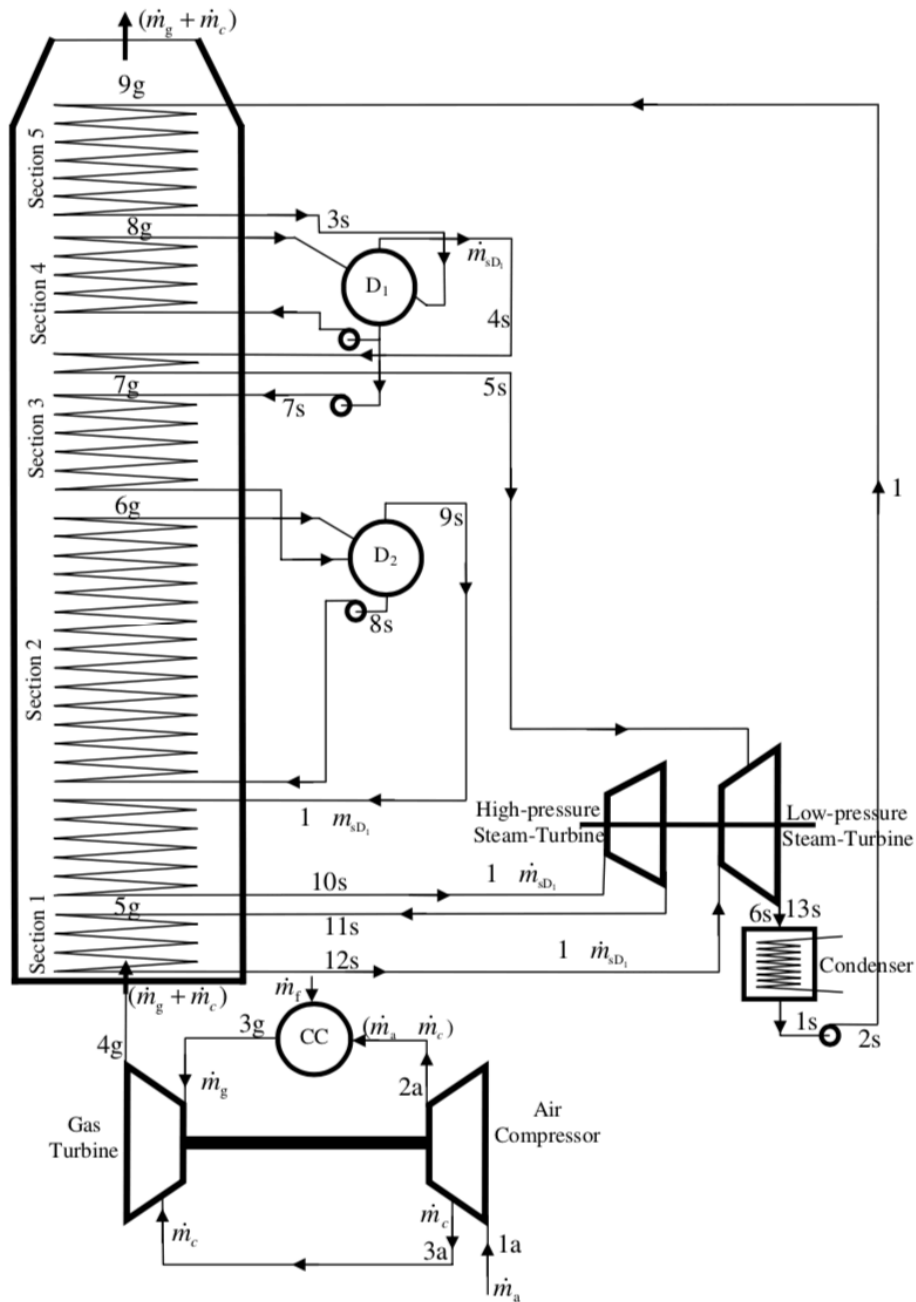


Figura 20: Central de ciclo combinado con HRSG de dos niveles de presión [9].

A continuación se hará una breve descripción del funcionamiento de una caldera de recuperación de calor de un nivel de presión:

1. En primer lugar el agua saturada se comprime mediante una bomba.
2. A continuación, el agua pasa por los economizadores para entrar en el calderín en estado saturado.
3. Posteriormente el agua del calderín es impulsada hasta los evaporadores donde cambia de fase para volver a entrar en el calderín.
4. Seguidamente el vapor del calderín aumenta de temperatura a través de los sobrecalentadores.
5. A continuación, el vapor se expande en la turbina.

6. Por último, el vapor expandido por la turbina entra en un condensador donde cambia de fase a estado líquido saturado para volver a pasar por la bomba.

La expansión de la turbina se puede hacer en un solo paso o en varios recalentando el vapor de salida de la turbina antes de volver a ser expandido.

En un HRSG de más de un nivel de presión se realiza un sangrado en la salida del agua saturada del calderín que, a través de una nueva bomba, se comprime hasta el siguiente nivel de presión y es llevada a otro calderín.

En el diseño de nuestra planta usaremos una caldera de recuperación de calor de dos niveles de presión sin desgasificador.

3. ENERGIA SOLAR

Una de las fuentes de energía que más produce es el sol. A lo largo de los últimos años y gracias al desarrollo de nuevas tecnologías se ha incrementado el uso de energía solar en todo el mundo.

La energía solar es renovable ya que no necesita para su producción ningún tipo de combustible. La producción de energía solar consiste en convertir la energía procedente de los rayos del sol en energía eléctrica o térmica.

Existen dos formas de obtener la energía solar [3]: plantas fotovoltaicas o energía solar concentrada (CSP), pero en este documento solo se va a tratar CSP ya que será la utilizada en la planta de generación de potencia eléctrica.

3.1. Concentración solar (concentrating solar power CSP)

La energía solar por CSP consiste en una serie de espejos que concentran los rayos del sol en un receptor en el cual se calienta un fluido que mueve una turbina generando electricidad.

El uso de CSP se ha incrementado a lo largo de los años y la Agencia Internacional de Energía (IEA) estima que en el año 2050 los CSP contribuirán al 11% de la producción global de energía [10] (figura 21).

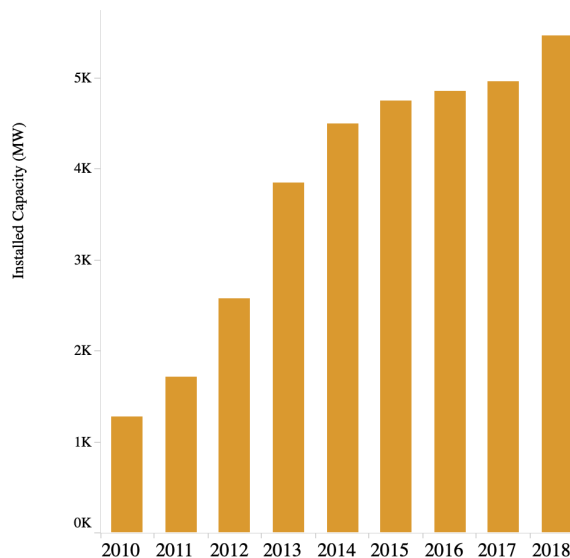


Figura 21: Variación de la potencia CSP instalada en el mundo en los últimos años [3].

CSP tiene ventajas con respecto a la energía fotovoltaica como una eficiencia mayor y un coste de operación bajo. Las plantas de CSP están compuestas por cuatro principales elementos: un concentrador, un receptor de alta temperatura, un fluido de trabajo y un generador eléctrico como puede ser un ciclo Brayton.

3.1.1. Tecnologías de CSP

Existen diversas tecnologías para CSP, los más utilizados son los colectores parabólicos (PTC), reflectores lineares de Fresnel (LFR), torre solar (SPT) y los colectores de disco parabólicos Stirling (PDC).

En este apartado se resumirán los aspectos más importantes de las tecnologías más utilizadas (tabla 1) y además se profundizará en la tecnología de torre solar ya que será la utilizada para el diseño de nuestra planta.

Tecnología	Temperatura de operación	Ratio de concentración solar	Posibilidad de almacenamiento	Ventajas	Desventajas
PTC (figura 22 y 23)	20-400	15-45	Posible	-Bajo coste de instalación	-Ocupación de un gran terreno -Baja eficiencia
LFR (figura 24 y 25)	50-300	10-40	Posible	-Bajo coste de instalación	-Baja eficiencia
PDC (figura 26 y 27)	120-1500	100-1000	Difícil	-Eficiencia alta	-Alto coste de instalación
SPT (figura 28)	300-1000	150-1500	Posible	-Eficiencia alta	-Alto coste de instalación

Tabla 1: Comparación de las distintas tecnologías de CSP [10].



Figura 22: Colector parabólico [11].

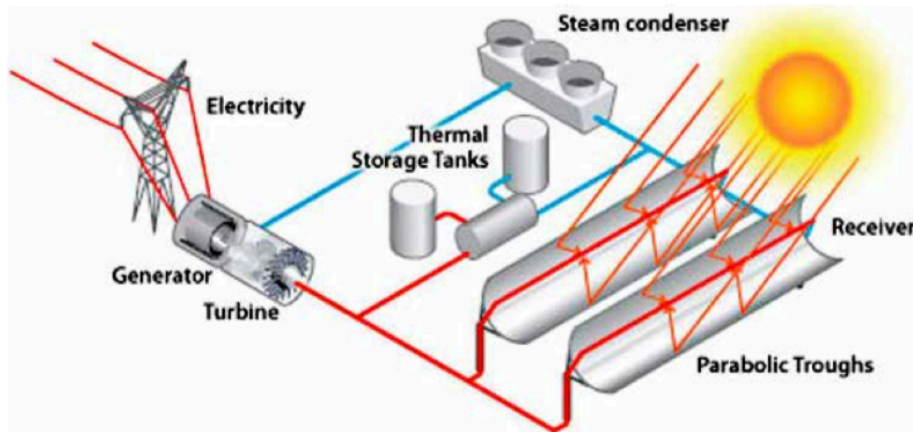


Figura 23: Funcionamiento de un colector parabólico [12].

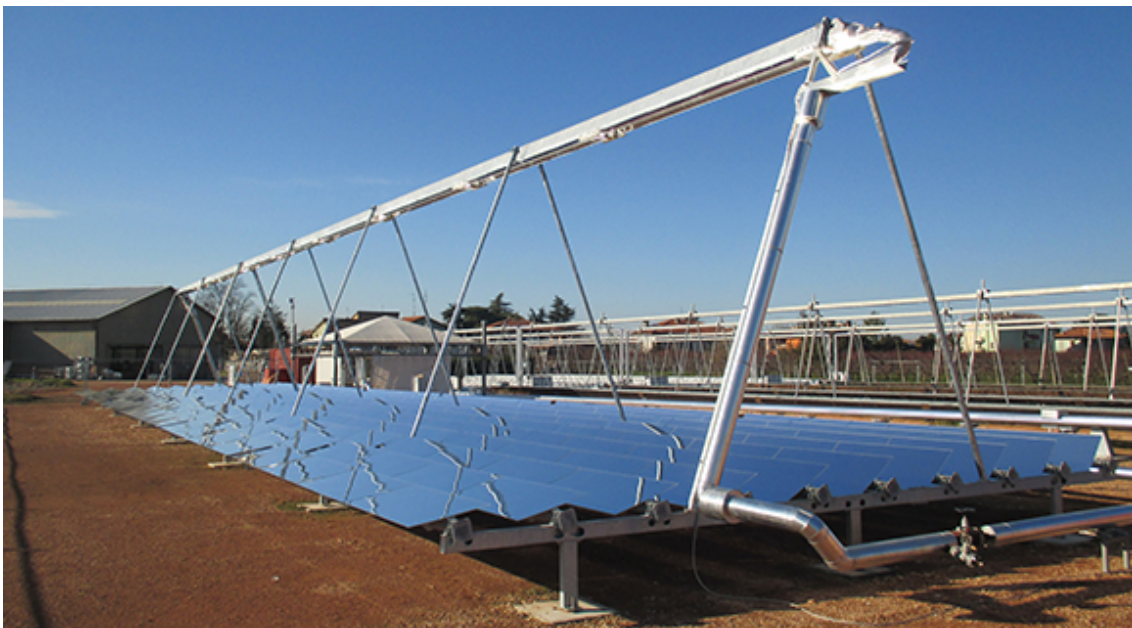


Figura 24: Colector lineal Fresnel [13].

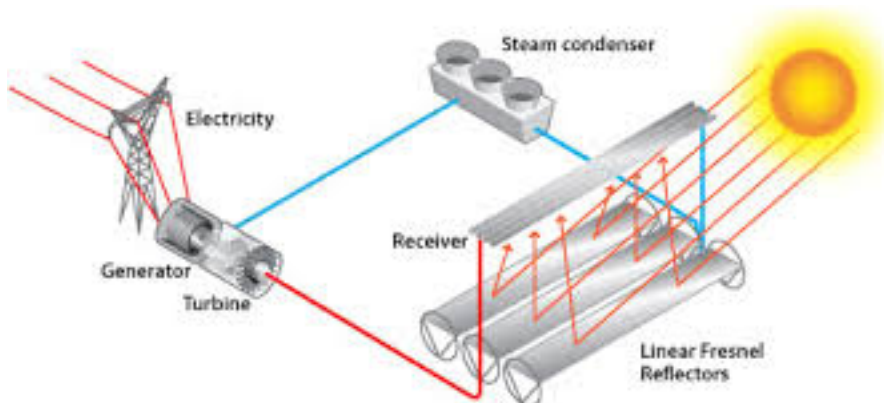


Figura 25: Funcionamiento del colector lineal Fresnel [14].



Figura 26: Colector de disco parabólico [15].

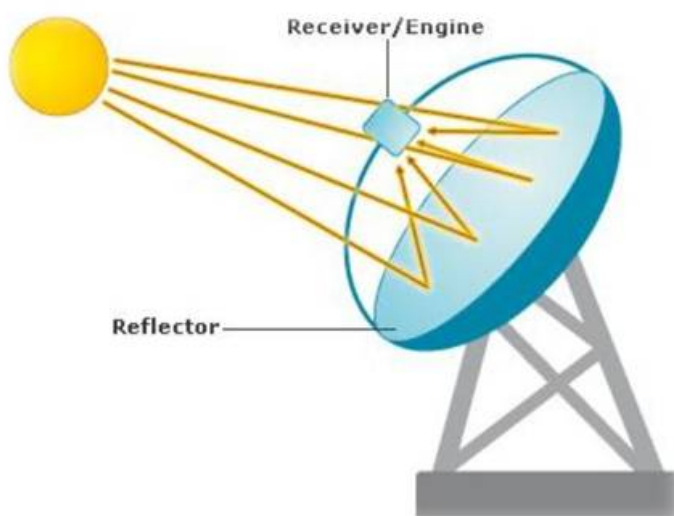


Figura 27: Funcionamiento del colector de disco parabólico [16].

3.1.1.1. Torre solar (SPT)

En el siguiente apartado se expondrán las características más importantes de la tecnología de generación de energía solar a partir de una torre de concentración ya que será la tecnología utilizada para el diseño de la planta.

Las torres solares se caracterizan por la disposición de sus componentes, ya que, tal y como se puede observar en la figura 28 existe una gran diferencia entre los colectores parabólicos o lineales con la tecnología de torre.

En las torres solares nos encontramos con una torre en la que se encuentra el receptor térmico rodeado de multitud de espejos (heliostatos) que proyectan la luz solar al receptor.

Al contrario que en las plantas solares de colectores lineales o parabólicos en este tipo de planta la radiación solar es proyectada a un punto único del receptor y no a lo largo de una línea, por lo que en las torres solares somos capaces de obtener una mayor temperatura y por lo tanto una eficiencia mayor [17].

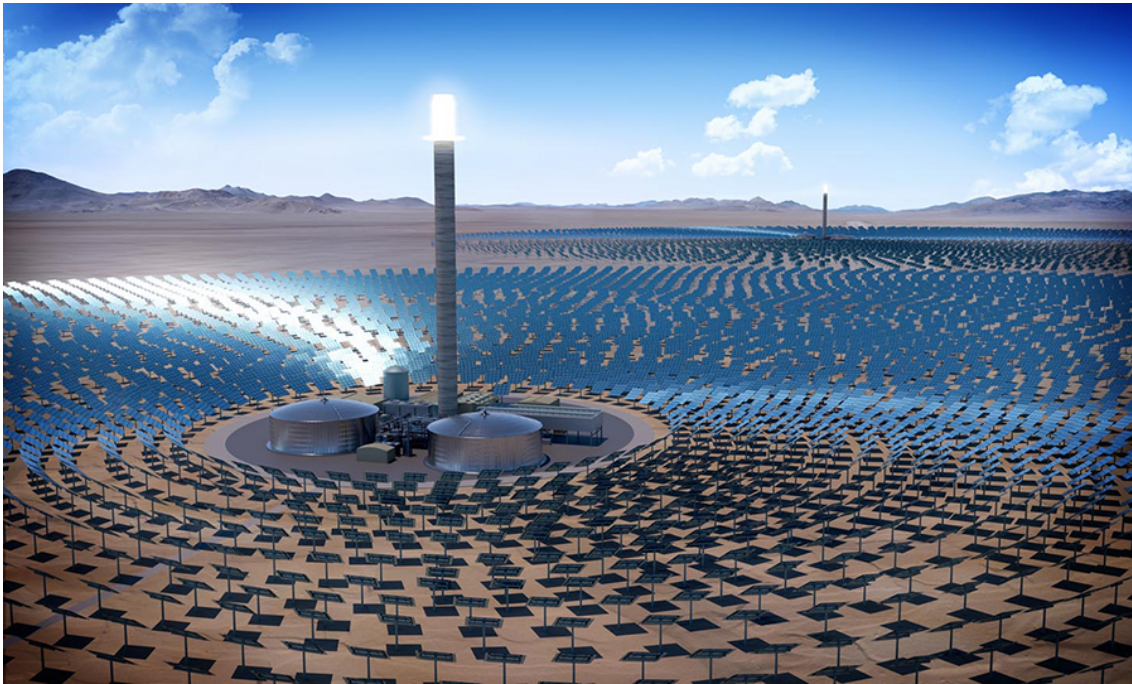


Figura 28: Torre de energía solar [16].

El funcionamiento de la torre se basa, de igual manera que en el resto de las tecnologías solares, en calentar un fluido a través de la radiación solar el cual recorrerá un circuito termodinámico hasta llegar a una turbina donde se genera la potencia eléctrica (figura 29). El fluido a calentar en la planta puede ser sodio líquido (solo se usó en un diseño de prueba pero no en plantas comerciales), sales fundidas, o directamente vapor de agua con el que hibridizamos la planta con una turbina de vapor para conseguir la generación de electricidad [17].

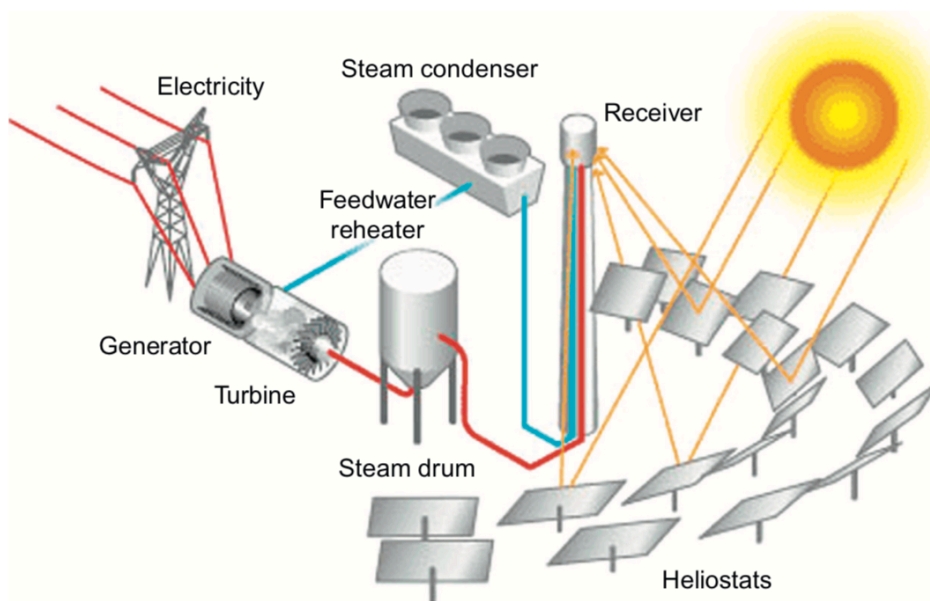


Figura 29: Funcionamiento de una planta solar de torre [17].

Como se ha comentado anteriormente este tipo de planta tiene como principal ventaja que la radiación solar es reflejada en un único punto del receptor y no a lo largo de una línea.

Gracias a esto conseguimos un ratio de concentración diez veces mayor que en un receptor lineal [17].

En la figura 30 se puede observar el funcionamiento de una planta de torre solar común. En el esquema se puede ver un sistema de almacenamiento térmico basado en dos tanques de almacenamiento, uno con un fluido caliente y otro con ese mismo fluido pero a menos temperatura. El sistema de almacenamiento se utiliza para calentar vapor mediante intercambiadores de calor que será utilizado para mover una turbina de vapor que produce potencia mecánica.

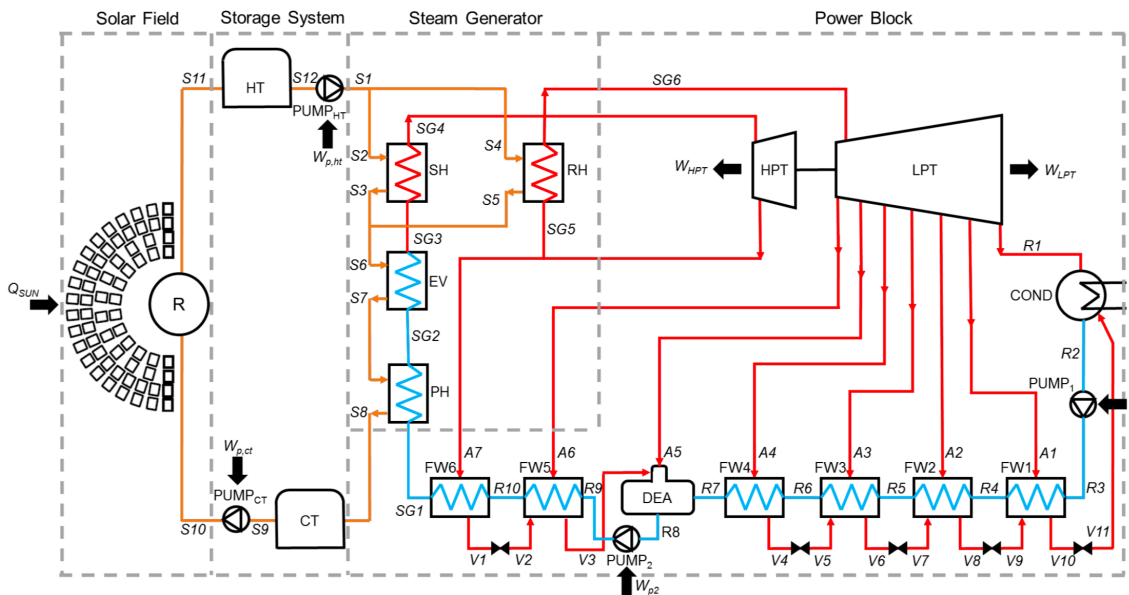


Figura 30: Esquema de una planta de energía solar con tecnología de torre [14].

Por el contrario nuestra planta tendrá unas ligeras diferencias. El sistema de almacenamiento será el mismo pero este estará conectado a un intercambiador de calor previo a la cámara de combustión de una turbina de gas que será la que proporcione la energía mecánica.

3.1.2. Almacenamiento de energía térmica

Una de las desventajas de la energía solar, independientemente de su obtención (fotovoltaica o CSP), es la intermitencia del sol, ya que en periodos que no es posible obtener energía del sol tampoco sería posible producir energía. Para contrarrestar este efecto hay dos posibilidades: producir energía a través de otras energías renovables como la eólica o con combustibles fósiles, o utilizar una tecnología de almacenamiento de energía térmica (TES).

Con la utilización de un almacenamiento efectivo conseguiremos no aumentar los costes de instalación del CSP y mantener la producción de energía en periodos sin sol. Además obtendremos una optimización de la electricidad producida ya que el momento de mayor radiación solar recogida por los receptores no corresponde con el momento de mayor precio de la electricidad, por lo que a través de los TES podremos almacenar la energía producida en el momento de mayor radiación recogida y vender energía en el momento de mayor precio [10].

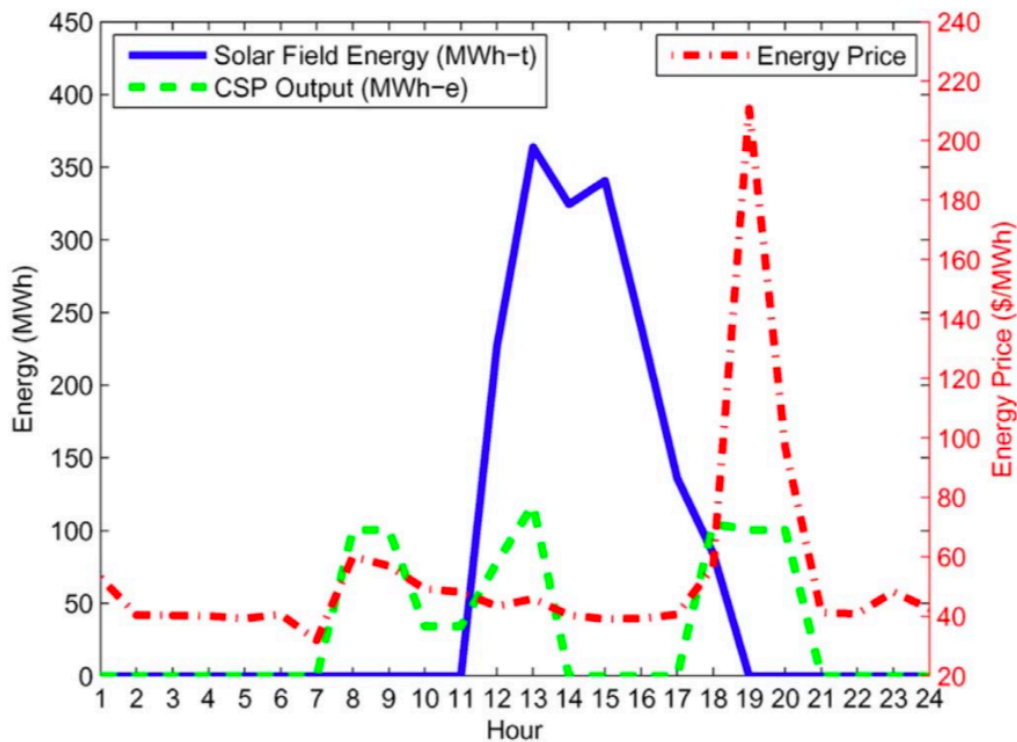


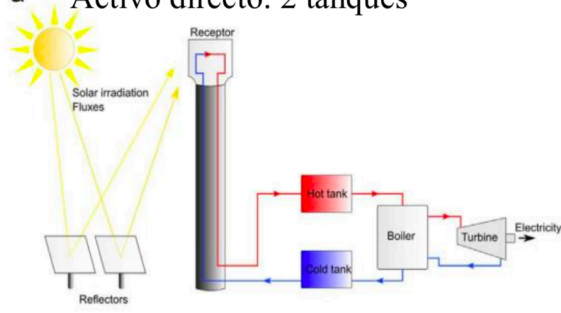
Figura 31: Diferencias entre el punto de máxima producción y máximo precio de la energía [10].

Existen distintos tipos de TES:

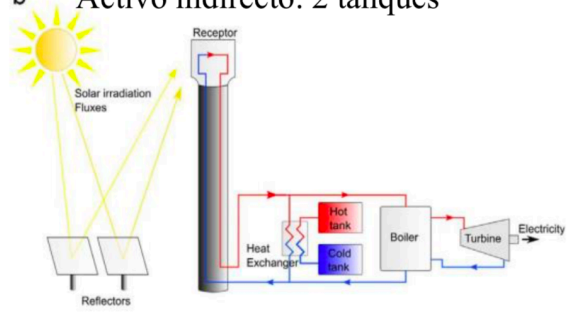
- Almacenamiento de calor sensible: la energía térmica es almacenada intercambiando calor con un fluido de almacenamiento. La cantidad de calor almacenado depende de el gasto másico de fluido, calor específico, conductividad y difusividad térmica, etc. Para el diseño de esta planta de potencia utilizaremos esta técnica de almacenamiento empleando sales fundidas (compuesta por 60% NaNO_3 y 40% KNO_3 denominada sal solar) como fluido ya que posee unas propiedades excelentes para el almacenamiento como una gran estabilidad térmica a altas temperaturas, una gran conductividad térmica y no es corrosivo ni tóxico [10].
- Almacenamiento por calor latente: la energía térmica se almacena mediante el cambio de fase de un material a temperatura constante sin que se produzca ninguna reacción química [10].
- Almacenamiento termoquímico: este tipo de almacenamiento se basa en reacciones químicas reversibles que cambian la configuración molecular de los reactivos. Este tipo de almacenamiento tiene como ventaja una mayor densidad energética pero tienen la desventaja de una baja conductividad térmica [10].

De las cuatro opciones dispuestas en la figura 32 en el diseño de nuestra planta utilizaremos la opción a) Activo directo con dos tanques, en la cual tendremos un tanque con sales calientes (565°C) y otro con sales frías (280°C). Estos dos tanques estarán conectados entre si y a su vez intercambiarán calor con la turbina de gas mediante un intercambiador de calor.

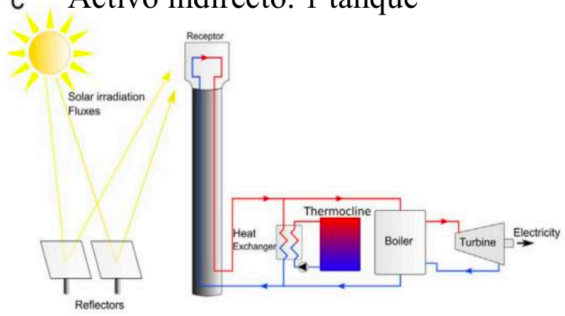
a Activo directo: 2 tanques



b Activo indirecto: 2 tanques



c Activo indirecto: 1 tanque



d Pasivo: 1 tanque

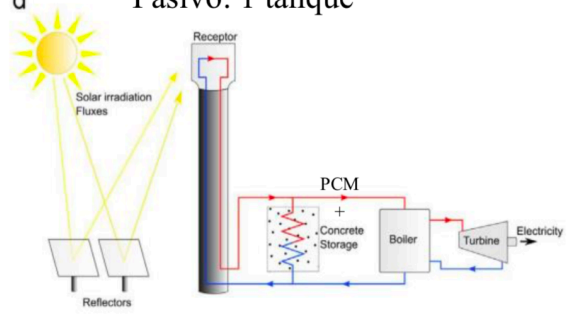


Figura 32: Opciones para el almacenamiento de calor [14].

4. METODOLOGÍA

Como se ha dicho anteriormente en la actualidad existe un problema referente al cambio climático y existen acuerdos internacionales para intentar reducir las consecuencias del mismo como el Protocolo de Kioto y el Acuerdo de Paris. Por ello se propone utilizar la energía solar tipo torre como fuente de generación de energía eléctrica.

Como también se ha comentado las centrales de ciclo combinado son una fuente de generación de energía importante debido a su flexibilidad para trabajar en los picos de demanda algo que no se consigue con plantas de energía solar.

Es por ello que en este proyecto se propone el diseño de una planta de ciclo combinado con hibridación termosolar reduciendo el gasto de combustible y por ello las emisiones contaminantes a través de la utilización de un intercambiador de calor previo a la combustión de la turbina de gas. Este intercambiador de calor ira conectado a dos tanques de almacenamiento de sales fundidas las cuales son calentadas por una torre solar.

De este modo obtenemos una planta de potencia con las virtudes de un ciclo combinado además de reducir el consumo de combustible y las emisiones contaminantes producidas en la combustión del mismo.

En la figura 33 podemos observar los pasos seguidos en el diseño de la planta de potencia partiendo de unos datos iniciales obtenidos a partir del problema resuelto por M.J. Santos, R.P. Merchán, A. Medina , A. Calvo Hernández en [18].

A partir de esos datos iniciales se realizó un primer diseño de un ciclo Brayton del que se obtendrán los datos necesarios como el rendimiento, potencia y temperatura de salida.

Observando estos resultados, en particular la temperatura de salida que es de 542°C. Como la temperatura es muy alta el aire de la turbina de gas se puede utilizar para a través de un HRSG calentar un flujo másico de agua, generando así vapor, el cual se utilizará para la generación de energía a través de una turbina de vapor. De esta manera aprovechamos la alta temperatura del gas para obtener una mayor potencia neta generada además de mejorar el rendimiento de la planta.

DATOS INICIALES:

- Gasto másico de aire a plena carga: 17.9 Kg/s.
- Temperatura de entrada en la turbina: 1418K.
- Relación de presiones en la compresión: 9.9.

DISEÑO INICIAL**DISEÑO PROPUESTO****RESULTADOS:**

- Gasto másico de agua.
- Gasto másico de combustible.
- Gasto másico de gas natural.
- Potencia de la planta.
- Rendimiento de la planta.

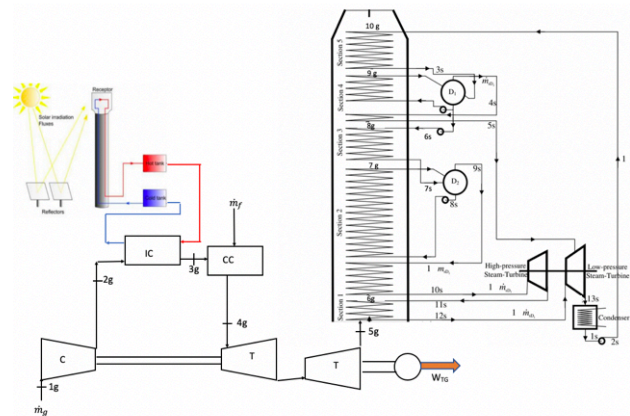
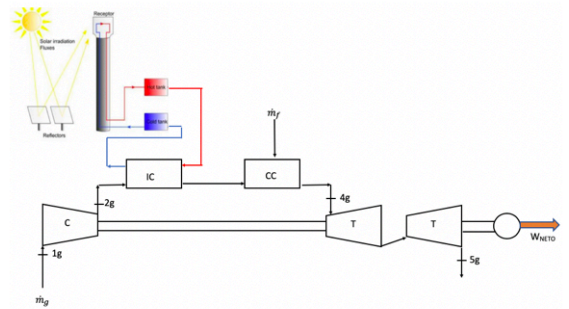


Figura 33: Pasos seguidos en el diseño de la planta.

5. PROPUESTA DE DISEÑO

5.1. Datos de partida

Para el diseño de nuestra planta de generación de potencia con hibridación termosolar partimos de la información aportada en el artículo científico de M.J. Santos, R.P. Merchán, A. Medina , A. Calvo Hernández en [18]. A partir de este artículo podemos fijar los datos de entrada de nuestra turbina de gas.

- Turbina utilizada: Mercury 50 de Solar Turbines
- Gasto másico del gas: $\dot{m}_g = 17.9 \text{ Kg/s}$
- Temperatura de entrada a la turbina: $T_{in} = 1418 \text{ K}$
- Ratio de compresión: $\pi_c = 9.9$

Además la entrada de aire al ciclo será a condiciones ambientales de 1atm y 288K. al tratarse de un gas ideal caloríficamente perfecto $\gamma=1.4$ y utilizaremos la aproximación de C constante.

Otros datos iniciales del problema son:

- Rendimiento del compresor: $\eta_c = 0.815$
- Rendimiento de la turbina: $\eta_t = 0.885$
- Rendimiento de la cámara de combustión: $\eta_{cc} = 0.98$
- Poder calorífico del gas natural: $Q_{lhv} = 47.141 \times 10^6 \text{ J/Kg}$
- Temperatura de las sales calientes: $T_{is} = 565^\circ\text{C}$
- Temperatura de las sales frías: $T_{os} = 280^\circ\text{C}$

5.2. Diseño preliminar

Para comenzar el dimensionado de la planta se diseño un ciclo Brayton con hibridación termosolar (figura 34). Una vez conocido el diseño preliminar y los datos de partida podemos obtener los datos de cada punto del ciclo, así como su potencia generada y el rendimiento de la turbina de gas.

Para este primer diseño fijaremos el gasto másico de sales solares siendo $\dot{m}_s = 9 \text{ kg/s}$.

A continuación podremos calcular el gasto másico de combustible que va a consumir nuestro ciclo. Este dato es muy importante ya que gracias a él sabremos la cantidad de combustible que va a necesitar la cámara de combustión para poder operar con los datos impuestos. Este apartado se resolverá con un balance de potencias de igual manera que el anterior intercambiador de calor. Además al conocer la temperatura de entrada del aire a la cámara de combustión podemos obtener las potencias térmicas producidas por la torre solar y por la cámara de combustión.

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{Q}_{gas} \quad (19)$$

$$\dot{m}_{fuel} \times Q_{lhv} \times \eta_{cc} = \dot{m}_g \times C_p \times (T_4 - T_3) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{solar} = \dot{m}_a \times (h_3 - h_2) \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{cc} = \dot{m}_a \times (h_4 - h_3) \quad (22)$$

Posteriormente, podemos obtener los datos de salida de la turbina utilizando las fórmulas del análisis termodinámico del punto 2.3.1. Aunque según el esquema (figura 34) la expansión del gas se realiza en dos etapas se puede hacer el cálculo de la misma manera que si fuera una única expansión porque no existe recalentamiento. Esto es debido a que se trata de una turbina libre.

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_g \times (h_4 - h_5) \quad (23)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_g \times C_p \times (T_4 - T_5) \quad (24)$$

Igual que ocurre en el cálculo del compresor no conocemos ni la potencia mecánica de la turbina ni la temperatura de salida de la misma por lo que tendremos que utilizar la eficiencia de la turbina para calcular la temperatura de salida.

$$T_{5rev} = T_4 \times \pi_c^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \quad (25)$$

$$\eta_t = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5rev}} \quad (26)$$

Al obtener la temperatura de salida de la turbina podemos calcular la potencia obtenida con la turbina, el trabajo neto de la planta y el rendimiento de la misma.

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{aportado}} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{compresor}}{\dot{Q}_{cc} + \dot{Q}_{solar}} \quad (27)$$

Una vez resueltos todos los puntos del ciclo los resultados son:

variable	valor	unidad
Gasto másico combustible	0.27	Kg/s
Temperatura de salida de la turbina	815	K
Potencia mecánica compresor	-5.99	W
Potencia mecánica turbina	12.52	W
Potencia neta	6.6	W
Rendimiento planta	0.398	[]

Tabla 2: Resultados del diseño preliminar.

Además, al conocer todas las propiedades del gas el ciclo podemos describir el diagrama T-S de la turbina de gas. (figura 35)

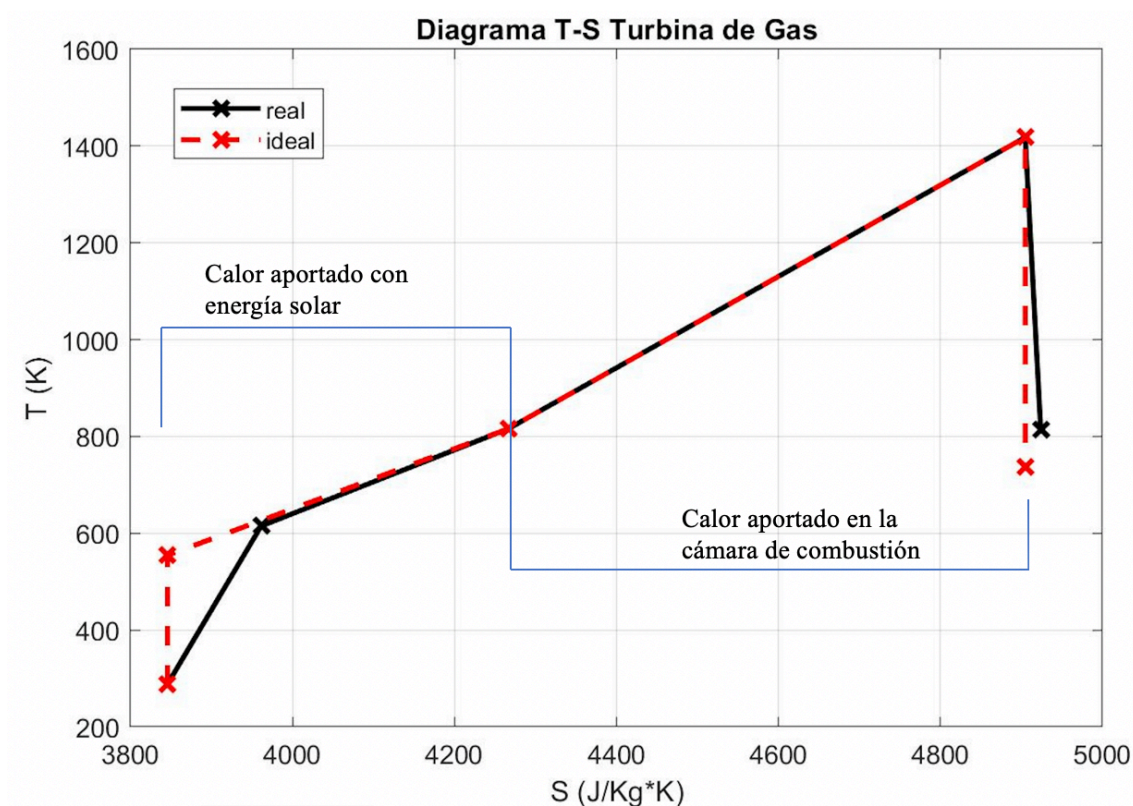


Figura 35: Diagrama T-S del ciclo Brayton.

Viendo los resultados del ciclo Brayton observamos que la temperatura de salida en la turbina de gas es muy alta (mayor de 800 K) por lo que podemos aprovechar esa temperatura para calentar un flujo másico de agua en una turbina de vapor, obteniendo así un ciclo combinado con el cual aumentaríamos la potencia neta generada así como el rendimiento.

5.3. Diseño final

Una vez observados los resultados que daba un ciclo Brayton con los parámetros de entrada establecidos en el punto 5.1 se decidió cambiar el diseño de la planta por una planta de ciclo combinado con HRSG de dos niveles de presión (figura 36).



Figura 37: Disposición del campo de heliostatos alrededor de la torre solar [21].

32

$P_{1s} = 0.1 \text{ bar}$ y en estado de líquido saturado, la relación de presiones $\pi_{b1} = 200$ y $\pi_{b2} = 5$, y el rendimiento de las bombas será del 85%.

Potencia máxima	12MW
Temperatura de entrada	<530°C
Presión de entrada	<121 bar
Rendimiento	90%

Tabla 3: Datos de la turbina Siemens D-R B Tandem [19].

Para diseñar la planta en lugar de fijar el gasto másico de sal solar como se hizo en diseños preliminares se fijó la temperatura de entrada a la cámara de combustión $T_3 = 815 \text{ K}$, algunos de los Pinch Points $PP_1 = PP_3 = 20$, y las temperaturas de entrada a las turbinas de vapor $T_{10s} = 685 \text{ K}$ y $T_{12s} = 680 \text{ K}$. Además se cambió la temperatura de entrada a la turbina de gas a $T_4 = 1500 \text{ K}$ ya que es la temperatura mínima que propone el problema resuelto por A.M. Bassily en [9] y así podremos obtener otros datos iniciales de nuestro problema. Suponemos constante el gasto másico de aire en la turbina de gas ya que el gasto másico de combustible es despreciable comparándolo con el gasto másico de aire. También suponemos ideales los intercambiadores de calor manteniendo constante la presión en el intercambiador de calor aire-sal, en la cámara de combustión y en la caldera de recuperación de calor.

También se ha fijado que la división del vapor por los dos niveles de presión sea de un 33% que circule por el circuito de baja presión y un 67% por el de alta tal y como se puede ver en la gráfica (figura 38).

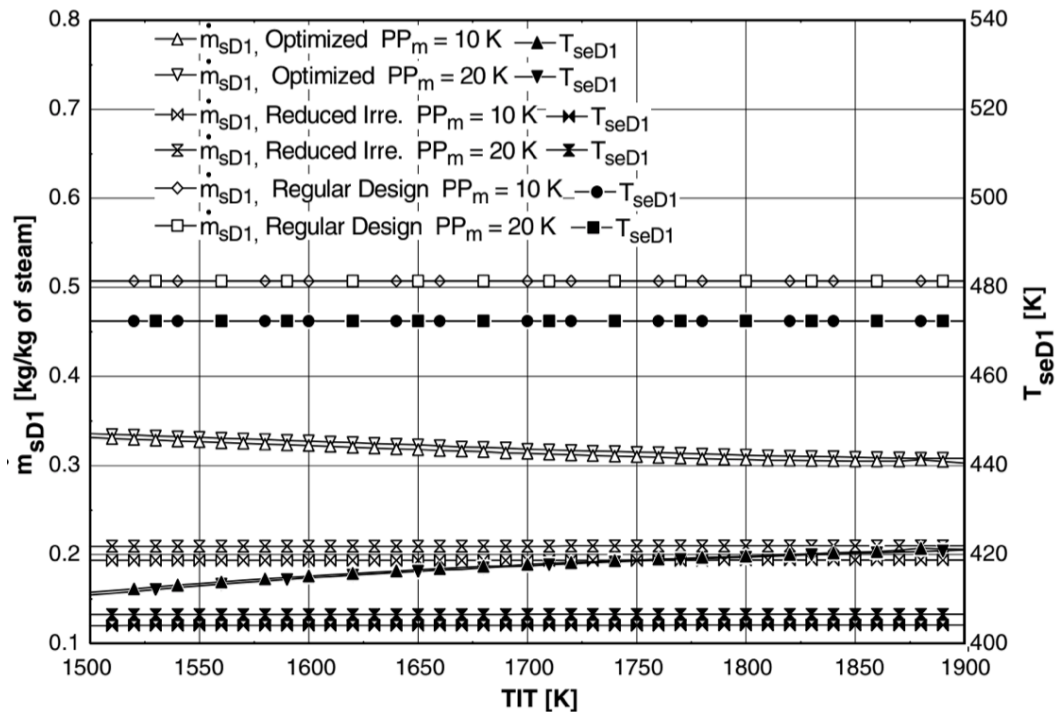


Figura 38: División del gasto másico [9].

Otro dato necesario es la relación de presiones de la primera expansión en la turbina de alta presión. En este caso se ha utilizado un valor de $\alpha = 0.44$ como se puede observar en la gráfica (figura 39).

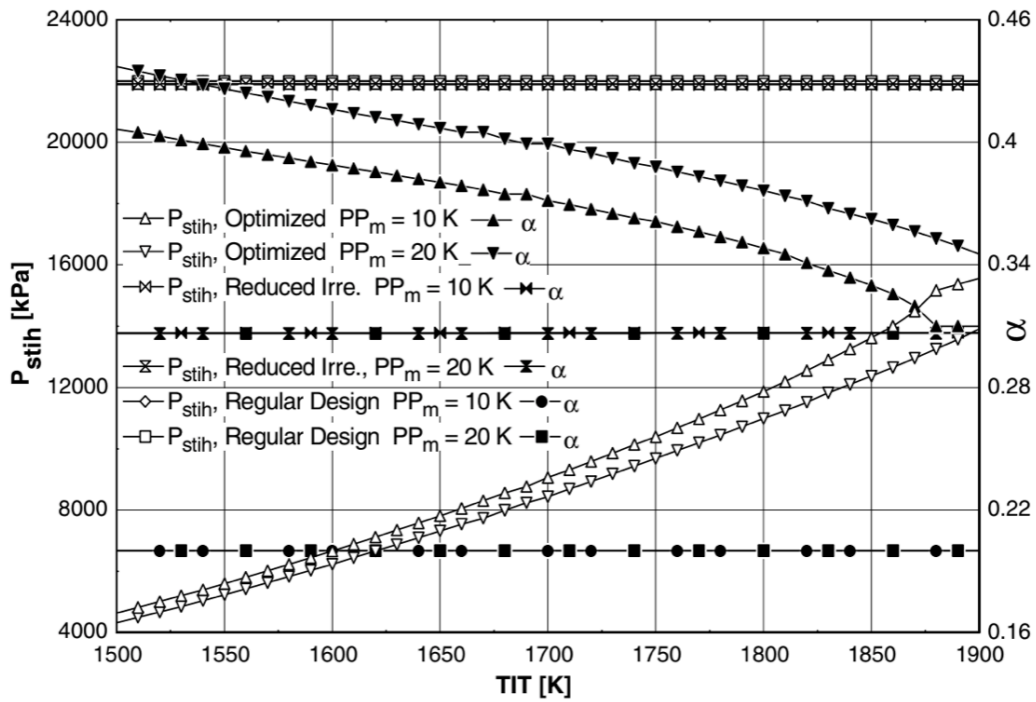


Figura 39: Relación de presiones en la primera expansión de la turbina de alta presión [9].

Además fijaremos la diferencia de temperaturas (Pinch Point) entre los gases de escape y el agua que entra en la caldera de recuperación de calor será de 85K según la gráfica (figura 40).

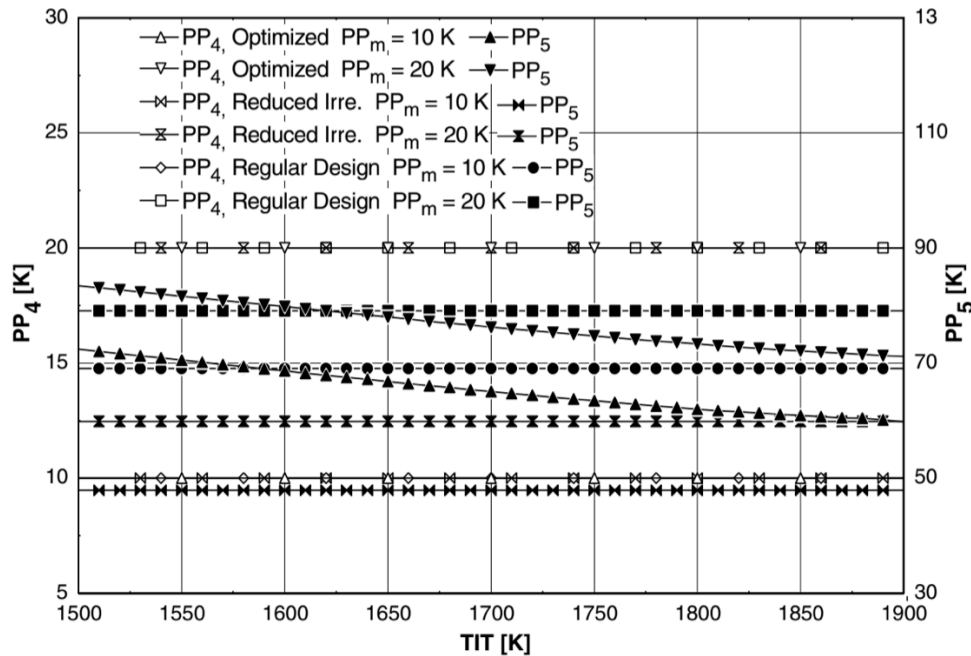


Figura 40: Pinch point 5 en función del fijado [9].

Consideraremos la turbina de gas como turbina libre ya que en este tipo de turbina el rendimiento se puede considerar constante cuando trabaja a carga parcial [20] como se puede observar en la figura 41.

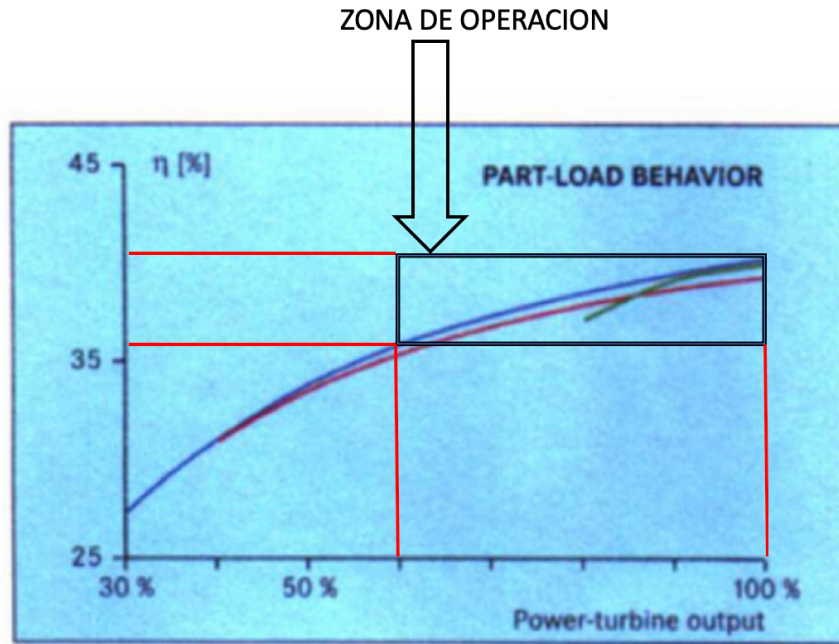


Figura 41: Zona de operación de la turbina de gas [20].

Los resultados del problema serán los gastos másicos necesarios en la planta para el agua, el combustible y las sales que necesitaremos introducir en la planta y así poder variarlos si introdujéramos un gasto másico de aire diferente. Además de obtener como resultado los diferentes gastos másicos conoceremos también el trabajo neto que entrega la planta así como su rendimiento.

Como datos del problema tomaremos como Pinch Points conocidos:

Pinch Point	Diferencia de temperaturas	Valor
PP2	$T_{7g} - T_{8s}$	20
PP4	$T_{9g} - T_{4s}$	20
PP5	$T_{10g} - T_{2s}$	85

Tabla 4: Pinch Points conocidos para el problema.

5.3.1. Análisis termodinámico del ciclo

A pesar de que los datos de entrada varían con respecto al ciclo Brayton analizado anteriormente el análisis termodinámico es igual que en el ciclo de la turbina de gas ya que el esquema del ciclo es exactamente igual.

Para comenzar con la resolución de la turbina de vapor calcularemos las propiedades de remanso del agua tanto a la entrada como a la salida de la bomba. Para ello a partir del diagrama T-S obtendremos la temperatura y entalpía reversibles utilizando como datos de salida la presión y la misma entropía que para la admisión. Una vez obtenidos estos datos y con el rendimiento isoentrópico de la bomba podremos obtener la entalpía de la salida de la bomba y la potencia consumida por la misma.

$$P_{2s} = \pi_b \times P_{1s} \quad (28)$$

$$\eta_b = \frac{h_{2srev} - h_{1s}}{h_{2s} - h_{1s}} \quad (29)$$

$$W_b = \dot{m}_s \times (h_{2s} - h_{1s}) \quad (30)$$

A continuación, como conocemos el Pinch Point 5 el cual compara la temperatura de escape del gas con la temperatura del vapor a la salida de la bomba podremos calcular la temperatura de escape del gas en la caldera de recuperación de calor. Además, como la entrada al calderín es en líquido saturado podemos conocer la temperatura del calderín T_{3s} a partir del diagrama T-S del agua con la presión P_{2s} y el título de vapor.

$$T_{10g} = PP5 + T_{2s} \quad (31)$$

A partir de la temperatura obtenida en el calderín podemos calcular los parámetros de salida de la bomba de alta presión. La resolución de la bomba se realizará de la misma manera que en la bomba anterior obteniendo la temperatura reversible de la bomba y aplicando la eficiencia para calcular la temperatura de salida del vapor en la bomba.

$$P_{6s} = P_{2s} \times \pi_{b2} \quad (32)$$

$$\eta_b = \frac{h_{6srev} - h_{3s}}{h_{6s} - h_{3s}} \quad (33)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_s \times (h_{6s} - h_{3s}) \quad (34)$$

Como ya hemos obtenido el valor de la presión mayor del circuito ya podemos conocer todas las presiones del vapor en el ciclo.

$$P_{5s} = P_{4s} = P_{3s} = P_{2s} \quad (35)$$

$$P_{6s} = P_{7s} = P_{8s} = P_{9s} = P_{10s} \quad (36)$$

$$P_{11s} = P_{10s} \times (1 - \alpha) \quad (37)$$

$$P_{13s} = P_{12s} = P_{11s} \quad (38)$$

Una vez obtenidos las propiedades de remanso de las salidas de las bombas ya se puede calcular las propiedades y las potencias de las turbinas de vapor. Este calculo se realizará de igual manera que en las bombas utilizando el diagrama T-S del agua y con la fórmula de la eficiencia. Hay que recordar que en la turbina de vapor de alta presión no circula la totalidad del gasto másico de vapor sino que hay que restarle la parte que circula por el circuito de baja presión.

$$\eta_t = \frac{h_{10s} - h_{11s}}{h_{10s} - h_{11srev}} \quad (39)$$

$$\dot{W}_{tvhp} = \dot{m}_s \times (1 - 0.33) \times (h_{10s} - h_{11s}) \quad (40)$$

$$\eta_t = \frac{h_{12s} - h_{5s}}{h_{12s} - h_{5srev}} \quad (41)$$

$$\dot{W}_{tvlp1} = \dot{m}_s \times (1 - 0.33) \times (h_{12s} \times h_{5s}) \quad (42)$$

$$\eta_t = \frac{h_{5s} - h_{13s}}{h_{5s} - h_{13srev}} \quad (43)$$

$$\dot{W}_{tvlp2} = \dot{m}_s \times (h_{5s} \times h_{13s}) \quad (44)$$

Una vez calculadas todas las potencias mecánicas de la planta (turbina de gas, las dos turbinas de vapor, bombas y compresor) ya podemos obtener la potencia neta que entregara la planta así como su rendimiento.

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{tg} + \dot{W}_{twhp} + \dot{W}_{tvlp1} + \dot{W}_{tvlp2} - \dot{W}_c - \dot{W}_{b1} - \dot{W}_{b2} \quad (45)$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{solar} + \dot{Q}_{cc}} \quad (46)$$

6. RESULTADOS

Una vez finalizado el análisis termodinámico obtenemos los siguientes resultados para el ciclo combinado a plena carga.

Variable	Valor	Unidad
Gasto de agua	2.6014	Kg/s
Gasto de sal solar	8.9574	Kg/s
Gasto de combustible	0.3092	Kg/s
Potencia neta de la turbina de gas	7.36	MW
Potencia neta de la planta	9.96	MW
Potencia térmica proporcionada por la energía solar	3.86	MW
Potencia térmica proporcionada por la cámara de combustión	14.2	MW
Rendimiento de la turbina de gas	0.4056	[]
Rendimiento de la planta	0.549	[]

Tabla 5: Resultados de la planta a plena carga.

Además como conocemos las temperaturas de cada punto podemos obtener el diagrama T-S de la turbina de vapor (figura 42), ya que en la turbina de gas el diagrama T-S será el mismo. También obtenemos el diagrama de temperaturas tanto del aire como del vapor contra el calor intercambiado (figura 43).

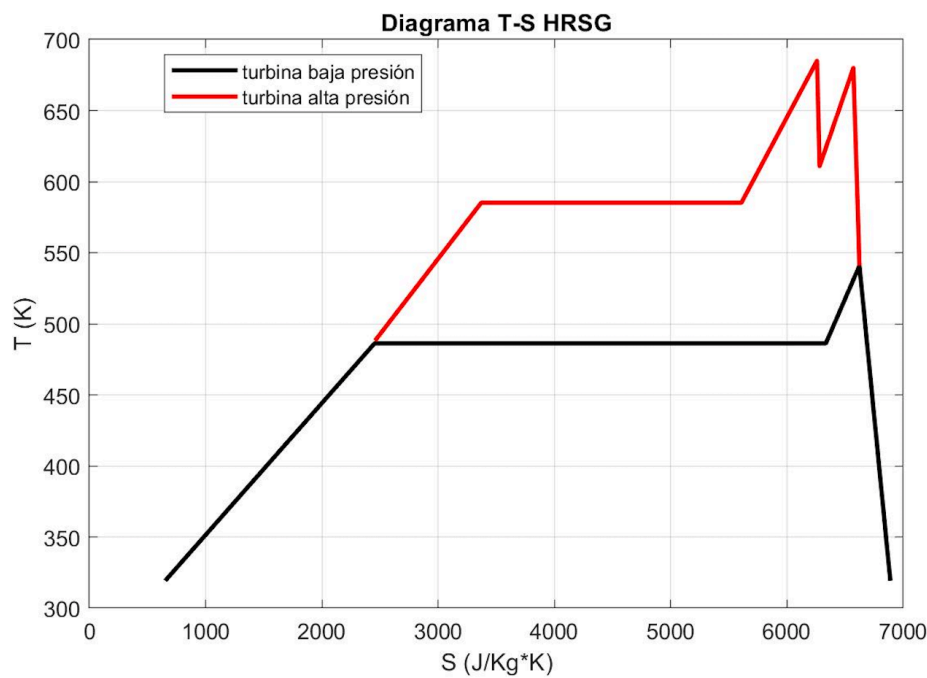


Figura 42: Diagrama T-S de la turbina de vapor.

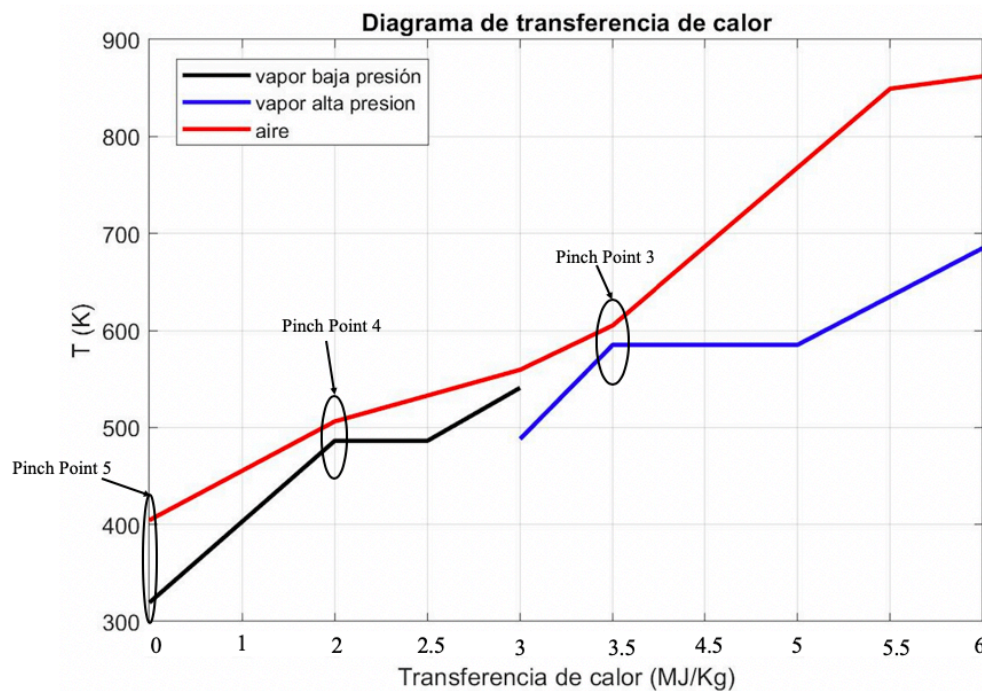


Figura 43: Diagrama de transferencia de calor en el HRSG.

Para finalizar con el diseño de la planta necesitamos conocer su funcionamiento cuando no trabaje a plena carga debido a una menor necesidad de producción u otros factores. Para ello se han hallado los resultados correspondientes a potencia neta de la planta y a todos los gastos másicos para unas reducciones del gasto másico de aire del 10% hasta llegar a un gasto másico del 60% que será la carga mínima con la que va a trabajar la planta.

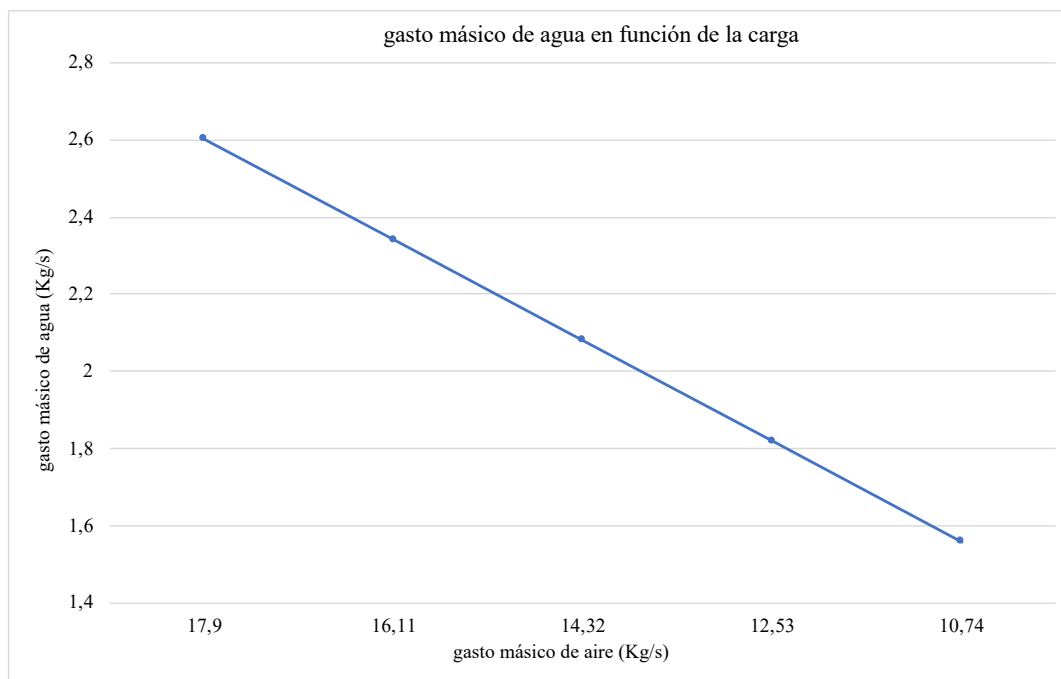


Figura 44: Reducción del gasto másico de agua en función de la carga.

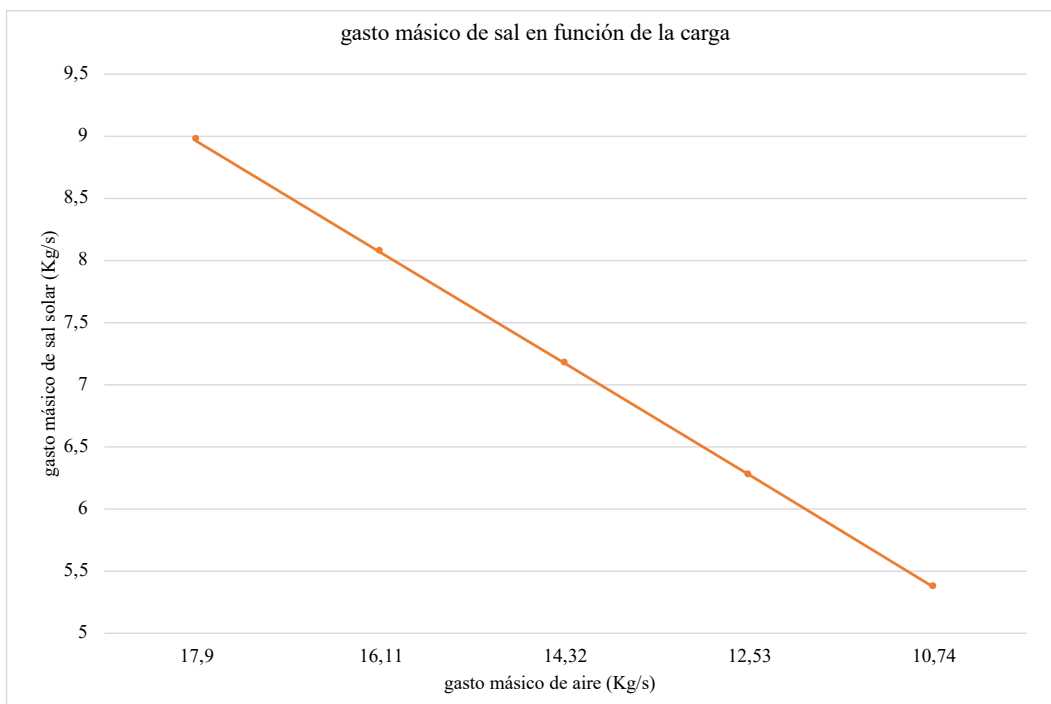


Figura 45: Reducción del gasto másico de sal solar en función de la carga.

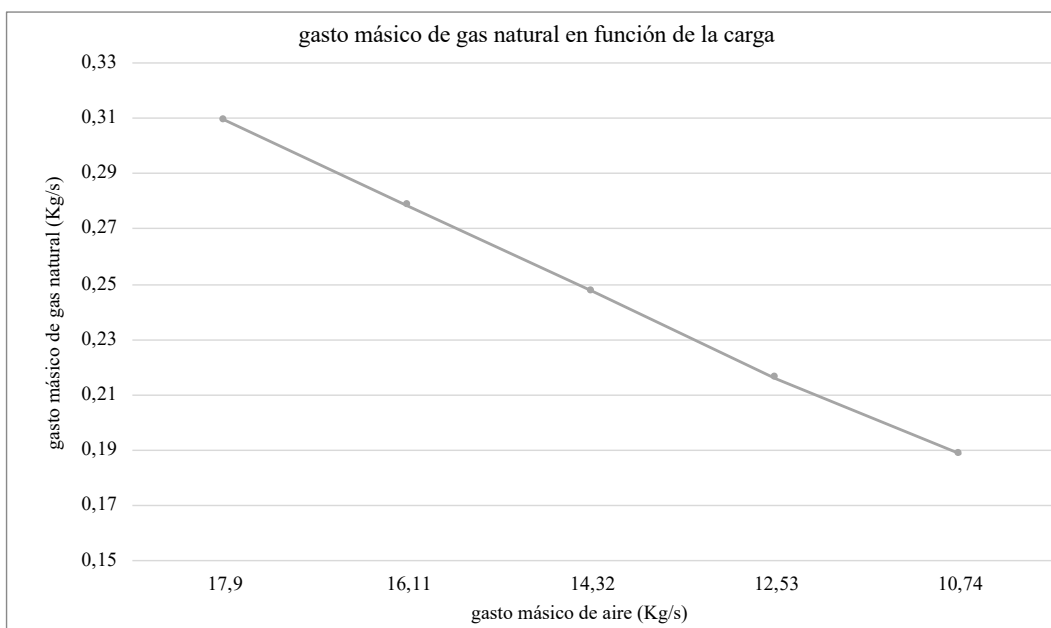


Figura 46: Reducción del gasto másico de gas natural en función de la carga.

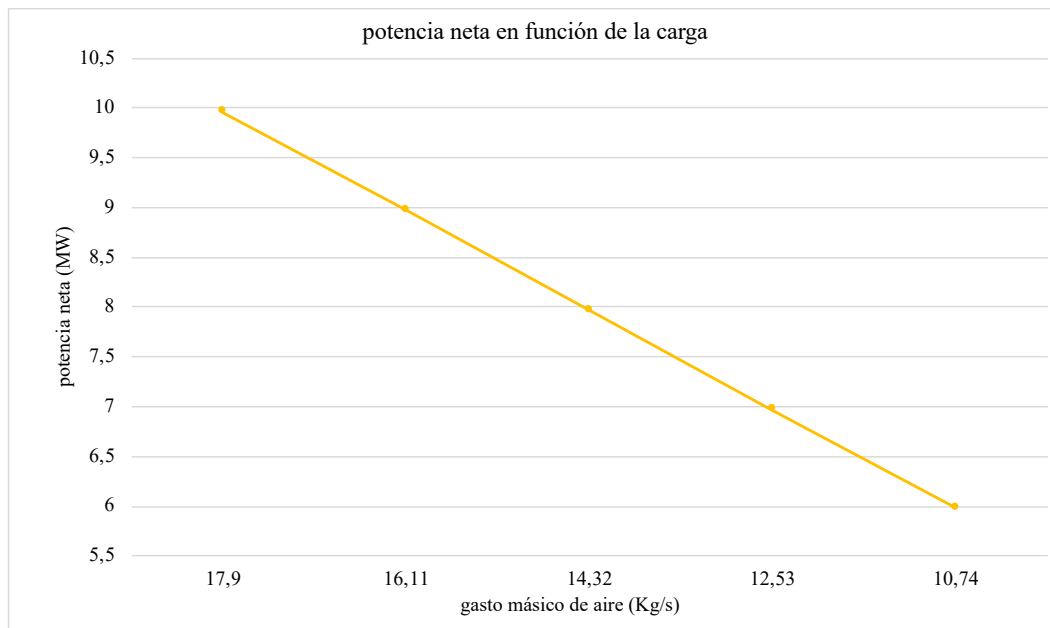


Figura 47: Reducción de la potencia neta de la planta en función de la carga.

Se puede observar en las figuras 44 a 47 los resultados máximos y mínimos que ofrecería nuestro ciclo combinado en función de la carga. Además observamos como desciende de manera proporcional cada uno de los gastos másicos utilizados por lo que aunque el ciclo no entregue su máxima potencia los costes de producirla se mantendrían ya que trabajaría con menos combustible, menos agua, y menos sal solar.

7. ANÁLISIS ECONÓMICO

Una vez realizados todos los cálculos necesarios para la construcción de nuestra planta de potencia es necesario realizar un análisis económico de la misma para decidir si es viable su construcción y de cuanto sería la inversión realizada.

Para poder obtener el precio del equipo necesario en nuestro ciclo combinado con energía solar proporcionada mediante una torre solar utilizaremos el software libre System Advisor Model (SAM).

A continuación se detallarán los costes de cada equipo:

- Campo de heliostatos: el precio del metro cuadrado de heliostatos es 140\$/m² [21] y nuestro campo de heliostatos tiene un área de 304.750m²:

$$C_h = 140 \times 304.750 = 42.665.000 \$ \quad (47)$$

- Torre solar: el precio de una torre solar de 140m de altura es de $T_s = 14.674.876 \$$ [21].
- Recibidor: esta situado en lo alto de la torre y capta la energía solar. Un recibidor de 1197'86m² tiene un precio de $C_r = 85.191.944 \$$.
- Almacenamiento: el coste del almacenamiento es de 22\$/KWh [21] y para una potencia térmica de 3'86 MW y un tiempo de operación de 23 horas diarias:

$$C_a = 22 \frac{\$}{KWh} \times 3'86 MW \times 10^3 \times 23h = 1.953.160 \$ \quad (48)$$

- Ciclo combinado: el precio de el ciclo combinado es de 1.104 \$/KWh [22] y como el ciclo entrega 9'96 MW de potencia

$$C_{cc} = 1.104 \frac{\$}{KWh} \times 9'96 MW \times 10^3 = 10.995.840 \$ \quad (50)$$

Una vez desglosados todos los costes podemos obtener el coste directo, el indirecto y el de mantenimiento y personal de la planta:

- Costes directos: se calculan sumando todos los precios de obtención de los equipos:

$$C_d = C_h + C_t + C_r + C_a + C_{cc} = 155.480.820 \$ \quad (51)$$

- Costes indirectos: se calculan como el 20% [23] de los costes directos:

$$C_i = C_d \times 20\% = 31.096.164 \$ \quad (52)$$

- Costes de mantenimiento y personal: se calcula como el 6% de la suma de los costes directos e indirectos:

$$C_{O\&M} = (C_d + C_i) \times 6\% = 11.194.619 \$ \quad (53)$$

Obtenidos todos los costes de la planta podemos calcular la inversión total a realizar:

$$C_{total} = Cd + Ci + C_{O\&M} = 197.771.603 \$ \quad (54)$$

Después de obtener el coste de la inversión uno de los parámetros más característicos para evaluar inversiones en distintos tipos de plantas generadoras de energía es el LCOE (Levelized Cost of Energy). El LCOE es un índice que sirve para comparar el precio que tiene un kilovatio hora en cualquier sistema de producción.

El LCOE se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$LCOE = \frac{(Cd+Ci) \times (CRF + f_{ins,ann}) + C_{O\&M}}{E_{ann}} \quad (55)$$

$$CRF = \frac{i_{rate} \times (1+i_{rate})^n}{(1+i_{rate})^n - 1} \quad (56)$$

Donde i_{rate} es el interés, $f_{ins,ann}$ es el coste del seguro, E_{ann} es la energía producida anualmente y n es la vida útil de la planta.

Para realizar el cálculo del LCOE utilizaremos una vida útil de la planta de 25 años, un interés del 8% y un coste del seguro del 1%. Además la energía producida en un año será:

$$E_{ann} = h_{op} \times dias_{año} \times W_{neto} = 8'361 \times 10^7 KWh \quad (57)$$

Una vez calculados todos los términos de la fórmula el LCOE será:

$$LCOE = 0'364 \$/KWh \quad (58)$$

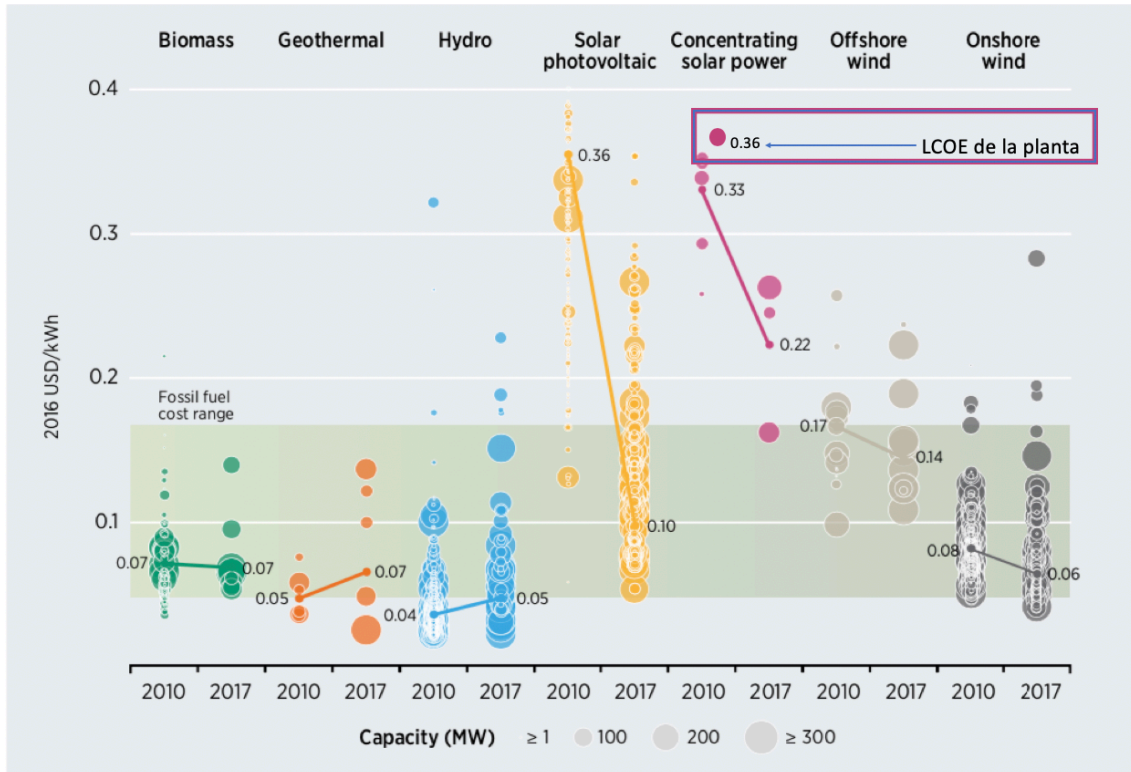


Figura 48: Comparación del LCOE de la planta con otras tecnologías [24].

Como se puede ver en la figura 48 el coste de la energía de la planta diseñada está dentro de los estándares para la energía solar de CSP pero lejos de un índice similar al que otorgaría un ciclo que trabajara solo con combustible.

En lugar de trabajar con solo con combustible utilizamos también tecnología solar para calentar el flujo másico de aire por lo que tendremos un ahorro de combustible pero, en su defecto, utilizaremos un gasto másico de sal solar en el intercambiador de calor previo a la cámara de combustión.

Tipo de planta	Gasto másico de combustible (Kg/s)	Precio del combustible al año (€)	Gasto másico de sal solar (Kg/s)
Ciclo Combinado simple	0'39	8.724.924	0
Ciclo Combinado con hibridación termosolar	0'3092	6.917.298	8'9574

Tabla 6: Gastos másicos de combustible y de sal solar según la planta utilizada.

8. CONCLUSIONES

En definitiva se llevará a cabo el diseño de un ciclo combinado con hibridación termosolar para sustituir parte del consumo de combustible y así reducir las emisiones contaminantes emitidas por parte de la planta.

La energía solar será introducida en el ciclo mediante un intercambiador de calor conectado a dos tanques de almacenamiento en cuyo interior permanecerá sal solar (60% NaNO_3 y 40% KNO_3) que será calentada mediante una torre solar cuya altura será de 140m con una disposición de los heliostatos como se puede observar en la figura.

La parte de la turbina de gas se realizará con una turbina libre para así conseguir que el rendimiento del ciclo permanezca constante al trabajar con reducciones de carga y la turbina de vapor estará enlazada al ciclo de gas mediante una caldera de recuperación de calor (HRSG) de dos niveles de presión.

Al tratarse de un ciclo combinado en lugar de una turbina de gas conseguimos un aumento de rendimiento ya que en la turbina de gas obteníamos un rendimiento de 0.4056 y con el ciclo combinado lo aumentamos a 0.549. Además de mejorar en el rendimiento también aumentamos la potencia neta del ciclo pasando de 7.36 MW a 9.96 MW.

Al utilizar energía solar para precalentar el gas antes de que entre en la cámara de combustión conseguiremos un ahorro de combustible, ya que en una turbina de gas con la cámara de combustión como única fuente de calor el gasto másico de combustible para obtener una temperatura de 1500K a la salida de la cámara de combustión sería de 0.393Kg/s y utilizando la energía solar como calentamiento previo a la cámara de combustión se utilizan 0.3092 Kg/s de gas natural.

Con respecto al análisis económico obtenemos un valor de la inversión total de 197 millones de dólares y un LCOE de 0.364 \$/KWh que entra dentro de los valores comunes para centrales de CSP pero esta alejado del índice que obtendríamos si se tratara de un ciclo combinado estándar (sin hibridación). Aun así es un diseño correcto ya que aunque la producción será ligeramente más cara que la que conseguiríamos en una planta de ciclo combinado estándar reducimos el consumo de combustible.

Por último conseguimos una reducción de las emisiones contaminantes que era uno de los aspectos principales de este proyecto. Inicialmente si tenemos una planta de ciclo combinado estándar producimos 32413 toneladas de CO_2 al año, mientras que en la planta de ciclo combinado con hibridación termosolar emitimos 25697 toneladas de CO_2 al año. Esto supone un ahorro de 6716 toneladas de CO_2 en un año y 167900 toneladas durante los 25 años de su vida útil.

9. REFERENCIAS

- [1] https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris_es
- [2] <https://datos.bancomundial.org/indicador/EG.ELC.FOSL.ZS?end=2015&start=1960&view=chart>
- [3] <https://www.irena.org/solar>
- [4] M.J. Moran, H.N. Saphiro, D.D. Boettner y M.B. Bailey, *Fundamentals of engineering thermodynamics*, 7ª Edición. USA: John Wiley & Sons, Inc. 2008
- [5] Anónimo. “Ciclo Rankine (Simple, Sobrecalentamiento y Regenerativo)”. <http://utptermodinamica2.blogspot.com/2013/11/ciclo-rankine-simple-sobrecalentamiento.html> (acceso: 28 de mayo de 2019).
- [6] Apuntes de la asignatura Máquinas y Centrales Térmicas tema “Ciclo combinado” del grado en Tecnologías Industriales de la Universidad Carlos III de Madrid
- [7] <https://navarra.elespanol.com/media/navarra/images/2019/04/11/2019041111580069987.jpg>
- [8] http://opex-energy.com/ciclos/calderas_hrsg.html
- [9] A.M. Bassily “Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a dual-pressure reheat combined-cycle” *Applied Energy*, Volume 81, pp. 127-151, 2005 [En línea]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261904000972>
- [10] Ugo Pelay, Lingai Luo, Yilin Fan, Driss Stitou, Mark Rood, “Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 79, pp. 82-100, 2017 [En línea]. Disponible en: www.elsevier.com/locate/rser. Acceso: mayo 2019.
- [11] https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcRIP_rHndW_5T_AOIlqS7aL_hShhzqb4HJPbLRrPQvZrnz4Jo3h
- [12] P. Breeze, “Parabolic Trough and Fresnel Reflector Solar Power Plants”, *Solar Power Generation*, Elsevier Science, pp. 25-34, 2016 [En línea]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978012804004100004X>. Acceso: mayo 2019
- [13] <http://www.soltigua.com/wp-content/uploads/2015/01/Product-FLT-.jpg>
- [14] Apuntes de la asignatura Máquinas y Centrales Térmicas tema “Energía solar de concentración” del grado en Tecnologías Industriales de la Universidad Carlos III de Madrid

- [15] <https://themorningstarg2.files.wordpress.com/2012/03/disco-1.jpg>
- [16] <http://helioscsp.com/wp-content/uploads/2016/09/csp-tower.jpg>
- [17] P. Breeze, “Solar Towers”, *Solar Power Generation*, Elsevier Science, pp. 35-40, 2016 [En línea]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128040041000051>. Acceso: mayo 2019
- [18] M.J. Santos, R.P. Merchán, A. Medina , A. Calvo Hernández “Seasonal thermodynamic prediction of the performance of a hybrid solar gas-turbine power plant”, *Energy Conversion and Management*, Volume 115, pp. 89-102, 2016 [En línea]. Disponible en: www.elsevier.com/locate/enconman. Acceso: mayo 2019.
- [19] Siemens, *Efficiency: More value to your facility*. Disponible en: www.siemens.com/steamturbines.
- [20] Apuntes de la asignatura Motores de Combustión Interna tema “Turbinas de gas” del grado en Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid
- [21] Sistem Advisor Model.
- [22] https://www.eia.gov/analysis/studies/powerplants/capitalcost/pdf/capcost_assumption.pdf
- [23] C. Marugán-Cruz, D. Serrano, J. Gómez-Hernández, S. Sánchez-Delgado “Solar multiple optimization of a DSG linear Fresnel power plant”, *Energy Conversion and Management*, Volume 184, pp. 571-580, 2019 [En línea]. Disponible en: www.elsevier.com/locate/enconman. Acceso: mayo 2019.
- [24] IRENA (2018), *Renewable Power Generation Costs in 2017*, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi.

10. ANEXO: CÓDIGO FINAL

```
bar = 101350;
gma = 17.9;
z = 0.33;

CicloCombinado1
[solucion] = CicloCombinado_ResolucionEcuaciones(gma);

ha(8)=solucion(1);
ha(6)=solucion(2);
gmw=solucion(3);

%turbinas hrsg
    %turbina alta presion
    Wt_hp=gmw*(1-z)*(hw10-hw11);

    %turbina baja presion
    Wt_lp1=gmw*(hw5-hw13);
    Wt_lp2=gmw*(1-z)*(hw12-hw5);

%bombas hrsg
    %bomba baja presion
    Wb_lp=gmw*(hw2-hw1);

    %bomba de alta presion
    Wb_hp=gmw*(1-z)*(hw6-hw3);

%rendimiento global
ncc=(Wta-Wc+Wt_hp+Wt_lp1+Wt_lp2-Wb_lp-Wb_hp)/(Qcc+Qsol);

%potencia generada
Wneto_global=Wta-Wc+Wt_hp+Wt_lp1+Wt_lp2-Wb_lp-Wb_hp;

%punto 6a
Ta6=CoolProp.PropsSI('T','H',ha(6),'P',Pa6,'air');
Sa(6)=CoolProp.PropsSI('S','H',ha(6),'P',Pa6,'air');
PP1=Ta6-Tw10;

% punto 8a
Ta8=CoolProp.PropsSI('T','H',ha(8),'P',Pa8,'air');
Sa(8)=CoolProp.PropsSI('S','H',ha(8),'P',Pa8,'air');
PP3= Ta8-Tw5;

%potencias hrsg

Q1=gma*(ha(5)-ha(6));
Q2=Q1+(gma*(ha(6)-ha(7)));
Q3=Q2+(gma*(ha(7)-ha(8)));
Q4=Q3+(gma*(ha(8)-ha(9)));
Q5=Q4+(gma*(ha(9)-ha(10)));
```

CicloCombinado1

%datos del problema

```

bar=101350; %paso de bares a pascales

%turbina de gas
pia=9.9; %relación de compresión en el compresor
gamma= 1.4; %coeficiente del aire
nc=0.815; %rendimiento isoentrópico del compresor
nt=0.885; %rendimiento isoentrópico de la turbina de
gas
Te=565+273; %temperatura de entrada de las sales al
intercambiador de calor
Pa1=1*bar; %presión de admisión del aire
Ta1=288; %temperatura de admisión del aire
Pa2=pia*Pa1; %presión de salida del compresor
Ta4=1500; %temperatura de entrada del aire en la
turbina
Pa3=Pa2; %presión del aire a la salida del
intercambiador de calor
Pa4=Pa2; %presión del aire a la salida de la cámara
de combustión
Pa5=Pa1; %presión del aire a la salida de la turbina
Ts=280+273; %temperatura de salida de las sales del
intercambiador de calor
rendcc=0.98; %rendimiento de la cámara de combustión
Qlhv=47.141e+6; %poder calorífico del gas natural
Ta3=815; %temperatura del aire a la entrada de la
cámara de combustión

%turbina de vapor
nb=0.85; %rendimiento isoentrópico de las bombas
Pw1=0.1*bar; %presión de admisión del agua
ntw=0.9; %rendimiento isoentrópico de las turbinas de
vapor
alpha=0.41; %relación de presiones en la turbina de
vapor de alta presión

%vectores
Sa=zeros(1,10); %entropía del aire en el ciclo
ha=zeros(1,10); %entalpía del aire en el ciclo

```

%CALCULOS GAS

%Punto1

```

Sa(1)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta1,'P',Pa1,'air');
Cpa1=CoolProp.PropsSI('C','T',Ta1,'P',Pa1,'air');
ha(1)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta1,'P',Pa1,'air');

```

%Punto2 y compresor

```

Ta2rev=Ta1*pia^((gamma-1)/gamma);
Ta2=((Ta2rev-Ta1)/nc)+Ta1;
Sa(2)=(CoolProp.PropsSI('S','T',Ta2,'P',Pa2,'air'));
ha(2)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta2,'P',Pa2,'air');
Wc=gma*(ha(2)-ha(1));

```

%punto3

```

hes=salt('h',565);
hss=salt('h',280);
Pa3=Pa2;
ha(3)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta3,'P',Pa3,'air');
Sa(3)=(CoolProp.PropsSI('S','T',Ta3,'P',Pa3,'air'));
Qsol=gma*(ha(3)-ha(2));
gms=(gma*(ha(3)-ha(2)))/(hes-hss);

```

%Punto4

```

Pa4=Pa3;
Sa(4)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta4,'P',Pa4,'air');
ha(4)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta4,'P',Pa4,'air');
gmfuel=(gma*(ha(4)-ha(3)))/(Qlhv*rendcc);
Qcc=gma*(ha(4)-ha(3));

```

%Punto5

```

Pa5=Pa1;
Ta5rev=Ta4*pia^((1-gamma)/gamma);
Ta5=Ta4-(nt*(Ta4-Ta5rev));
Sa(5)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta5,'P',Pa5,'air');
Cpa5=CoolProp.PropsSI('C','T',Ta5,'P',Pa5,'air');
ha(5)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta5,'P',Pa5,'air');
Wta=gma*(ha(4)-ha(5));

```

%rendimiento Brayton

```

Wnetob=Wta-Wc;
nbrayton=(Wta-Wc)/(Qcc+Qsol);

```

%CALCULOS VAPOR

%punto 1s

```

Tw1=CoolProp.PropsSI('T','P',Pw1,'Q',0,'water');
Sw1=CoolProp.PropsSI('S','P',Pw1,'Q',0,'water');
hw1=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw1,'Q',0,'water');

```

%punto 2s y bomba

```

Pw2=20*bar;
Sw2id=Sw1;
hw2rev=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw2,'S',Sw2id,'water');
hw2=((hw2rev-hw1)/nb)+hw1;
Sw2=CoolProp.PropsSI('S','P',Pw2,'H',hw2,'water');
Tw2=CoolProp.PropsSI('T','P',Pw2,'H',hw2,'water');

```

%hrsg

%parte del vapor

%punto 3s

```

Pw3=20*bar;
Tw3=CoolProp.PropsSI('T','Q',0,'P',Pw3,'water');
Sw3=CoolProp.PropsSI('S','Q',0,'P',Pw3,'water');
hw3=CoolProp.PropsSI('H','Q',0,'P',Pw3,'water');

```

%punto 4s

```

Pw4=20*bar;
Tw4=CoolProp.PropsSI('T','Q',1,'P',Pw4,'water');

```

```
hw4=CoolProp.PropsSI('H','Q',1,'P',Pw4,'water');
Sw4=CoolProp.PropsSI('S','Q',1,'P',Pw4,'water');
```

```
%punto 6s
```

```
Pw6=100*bar;
Sw6rev=Sw3;
hw6rev=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw6,'S',Sw6rev,'water');
hw6=((hw6rev-hw3)/nb)+hw3;
Sw6=CoolProp.PropsSI('S','H',hw6,'P',Pw6,'water');
Tw6=CoolProp.PropsSI('T','H',hw6,'P',Pw6,'water');
```

```
%punto 7s
```

```
Pw7=Pw6;
Tw7=CoolProp.PropsSI('T','Q',0,'P',Pw7,'water');
hw7=CoolProp.PropsSI('H','Q',0,'P',Pw7,'water');
Sw7=CoolProp.PropsSI('S','Q',0,'P',Pw7,'water');
```

```
%punto 8s
```

```
Pw8=100*bar;
Tw8=CoolProp.PropsSI('T','Q',0,'P',Pw8,'water');
hw8=CoolProp.PropsSI('H','Q',0,'P',Pw8,'water');
Sw8=CoolProp.PropsSI('S','Q',0,'P',Pw8,'water');
```

```
%punto 9s
```

```
Pw9=100*bar;
Tw9=CoolProp.PropsSI('T','Q',1,'P',Pw9,'water');
hw9=CoolProp.PropsSI('H','Q',1,'P',Pw9,'water');
Sw9=CoolProp.PropsSI('S','Q',1,'P',Pw9,'water');
```

```
%turbina de alta presion
```

```
%punto 10s
```

```
Pw10=Pw9;
Tw10=685;
Sw10=CoolProp.PropsSI('S','T',Tw10,'P',Pw10,'water');
hw10=CoolProp.PropsSI('H','T',Tw10,'P',Pw10,'water');
```

```
%punto 11s
```

```
Pw11=(1-alpha)*Pw10;
Sw11id=Sw10;
hw11rev=CoolProp.PropsSI('H','S',Sw11id,'P',Pw11,'water');
hw11=hw10-(ntw*(hw10-hw11rev));
Sw11=CoolProp.PropsSI('S','H',hw11,'P',Pw11,'water');
Tw11=CoolProp.PropsSI('T','H',hw11,'P',Pw11,'water');
```

```
%punto 12s
```

```
Pw12=Pw11;
Tw12=680;
Sw12=CoolProp.PropsSI('S','T',Tw12,'P',Pw12,'water');
hw12=CoolProp.PropsSI('H','T',Tw12,'P',Pw12,'water');
```

```
%turbina de baja presion
```

```
%punto 5s
```

```
Pw5=Pw4;
Sw5id=Sw12;
hw5rev=CoolProp.PropsSI('H','S',Sw5id,'P',Pw5,'water');
hw5=hw12-(ntw*(hw12-hw5rev));
Sw5=CoolProp.PropsSI('S','H',hw5,'P',Pw5,'water');
Tw5=CoolProp.PropsSI('T','H',hw5,'P',Pw5,'water');
```



```

%punto 13s
Pw13=Pw1;
Sw13id=Sw5;
hw13rev=CoolProp.PropsSI('H','S',Sw13id,'P',Pw13,'water');
hw13=hw5-(ntw*(hw5-hw13rev));
Sw13=CoolProp.PropsSI('S','H',hw13,'P',Pw13,'water');
Tw13=CoolProp.PropsSI('T','H',hw13,'P',Pw13,'water');
Q13=CoolProp.PropsSI('Q','H',hw13,'P',Pw13,'water');

```

```

%parte del aire
%Pinch Points

```

```

%PP2=Ta7-Tw8
%PP4=Ta9-Tw4
%PP5=Ta10-Tw2

```

```

PP2=20;
PP4=20;
PP5=85;

```

```

%punto 7a

```

```

Pa7=Pa5;
Ta7=PP2+Tw8;
Sa(7)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta7,'P',Pa7,'air');
ha(7)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta7,'P',Pa7,'air');

```

```

%punto 9a

```

```

Ta9=PP4+Tw4;
Pa9=Pa5;
Sa(9)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta9,'P',Pa9,'air');
ha(9)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta9,'P',Pa9,'air');

```

```

%Punto 10a

```

```

Ta10=PP5+Tw2;
Pa10=Pa5;
Sa(10)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta10,'P',Pa10,'air');
ha(10)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta10,'P',Pa10,'air');

```

```

%punto 6a

```

```

Pa6=Pa5;

```

```

%punto 8

```

```

Pa8=Pa5;

```

```

CicloCombinado_ResolucionEcuaciones

```

```

function [x, fval, exitflag, output] =
CicloCombinado_ResolucionEcuaciones(gma)

```

```

x0(1) = 100000;
x0(2) = 100000;
x0(3) = 1;

```

```

options=optimset('FinDiffType','central','TolFun',1e-
20,'MaxIter',2500000,'MaxFunEvals',3000000);

```

```

[x,fval,exitflag,output] = fsolve(@ciclo, x0, options);

```

```

function y = ciclo(x)
    y=zeros(size(x));
%datos del problema
bar=101350;

%turbina de gas
pia=9.9; gamma= 1.4; nc=0.815; nt=0.88; Te=565+273; Pa1=1*bar;
Ta1=288; Pa2=pia*Pa1; Ta4=1500; Pa3=Pa2; Pa4=Pa2; Pa5=Pa1; Ts=280+273;
rendcc=0.98;
Qlhv=47.141e+6; Ta3=815;

%turbina de vapor
nb=0.85; Pw1=0.1*bar; ntw=0.9; alpha=0.41;

%vectores
Sa=zeros(1,10);
ha=zeros(1,10);

%CALCULOS GAS

%Punto1

Sa(1)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta1,'P',Pa1,'air');
Cpa1=CoolProp.PropsSI('C','T',Ta1,'P',Pa1,'air');
ha(1)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta1,'P',Pa1,'air');

%Punto2 y compresor

Ta2rev=Ta1*pia^((gamma-1)/gamma);
Ta2=((Ta2rev-Ta1)/nc)+Ta1;
Sa(2)=(CoolProp.PropsSI('S','T',Ta2,'P',Pa2,'air'));
ha(2)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta2,'P',Pa2,'air');
Wc=gma*(ha(2)-ha(1));

%punto3
% cps=salt('cp',565);
hes=salt('h',565);
hss=salt('h',280);
Pa3=Pa2;
ha(3)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta3,'P',Pa3,'air');
Sa(3)=(CoolProp.PropsSI('S','T',Ta3,'P',Pa3,'air'));
Qsol=gma*(ha(3)-ha(2));
gms=(gma*(ha(3)-ha(2)))/(hes-hss);
%Punto4
Pa4=Pa3;
Sa(4)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta4,'P',Pa4,'air');
ha(4)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta4,'P',Pa4,'air');
gmfuel=(gma*(ha(4)-ha(3)))/(Qlhv*rendcc);
Qcc=gma*(ha(4)-ha(3));

%Punto5
Pa5=Pa1;
Ta5rev=Ta4*pia^((1-gamma)/gamma);
Ta5=Ta4-(nt*(Ta4-Ta5rev));
Sa(5)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta5,'P',Pa5,'air');
Cpa5=CoolProp.PropsSI('C','T',Ta5,'P',Pa5,'air');

```

```
ha(5)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta5,'P',Pa5,'air');
Wta=gma*(ha(4)-ha(5));
```

```
%rendimiento Brayton
```

```
Wnetob=Wta-Wc;
```

```
nbrayton=(Wta-Wc)/(Qcc+Qsol);
```

```
%CALCULOS VAPOR
```

```
%punto 1s
```

```
Tw1=CoolProp.PropsSI('T','P',Pw1,'Q',0,'water');
```

```
Sw1=CoolProp.PropsSI('S','P',Pw1,'Q',0,'water');
```

```
hw1=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw1,'Q',0,'water');
```

```
%punto 2s y bomba
```

```
Pw2=20*bar;
```

```
Sw2id=Sw1;
```

```
hw2rev=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw2,'S',Sw2id,'water');
```

```
hw2=((hw2rev-hw1)/nb)+hw1;
```

```
Sw2=CoolProp.PropsSI('S','P',Pw2,'H',hw2,'water');
```

```
Tw2=CoolProp.PropsSI('T','P',Pw2,'H',hw2,'water');
```

```
%hrsg
```

```
%parte del vapor
```

```
%punto 3s
```

```
Pw3=20*bar;
```

```
Tw3=CoolProp.PropsSI('T','Q',0,'P',Pw3,'water');
```

```
Sw3=CoolProp.PropsSI('S','Q',0,'P',Pw3,'water');
```

```
hw3=CoolProp.PropsSI('H','Q',0,'P',Pw3,'water');
```

```
%punto 4s
```

```
Pw4=20*bar;
```

```
Tw4=CoolProp.PropsSI('T','Q',1,'P',Pw4,'water');
```

```
hw4=CoolProp.PropsSI('H','Q',1,'P',Pw4,'water');
```

```
Sw4=CoolProp.PropsSI('S','Q',1,'P',Pw4,'water');
```

```
%punto 6s
```

```
Pw6=100*bar;
```

```
Sw6rev=Sw3;
```

```
hw6rev=CoolProp.PropsSI('H','P',Pw6,'S',Sw6rev,'water');
```

```
hw6=((hw6rev-hw3)/nb)+hw3;
```

```
Sw6=CoolProp.PropsSI('S','H',hw6,'P',Pw6,'water');
```

```
Tw6=CoolProp.PropsSI('T','H',hw6,'P',Pw6,'water');
```

```
%punto 7s
```

```
Pw7=Pw6;
```

```
Tw7=CoolProp.PropsSI('T','Q',0,'P',Pw7,'water');
```

```
hw7=CoolProp.PropsSI('H','Q',0,'P',Pw7,'water');
```

```
Sw7=CoolProp.PropsSI('S','Q',0,'P',Pw7,'water');
```

```
%punto 8s
```

```
Pw8=100*bar;
```

```

Tw8=CoolProp.PropsSI('T','Q',0,'P',Pw8,'water');
hw8=CoolProp.PropsSI('H','Q',0,'P',Pw8,'water');
Sw8=CoolProp.PropsSI('S','Q',0,'P',Pw8,'water');

```

%punto 9s

```

Pw9=100*bar;
Tw9=CoolProp.PropsSI('T','Q',1,'P',Pw9,'water');
hw9=CoolProp.PropsSI('H','Q',1,'P',Pw9,'water');
Sw9=CoolProp.PropsSI('S','Q',1,'P',Pw9,'water');

```

%turbina de alta presion

%punto 10s

```

Pw10=Pw9;
Tw10=685;
Sw10=CoolProp.PropsSI('S','T',Tw10,'P',Pw10,'water');
hw10=CoolProp.PropsSI('H','T',Tw10,'P',Pw10,'water');

```

%punto 11s

```

Pw11=(1-alpha)*Pw10;
Sw11id=Sw10;
hw11rev=CoolProp.PropsSI('H','S',Sw11id,'P',Pw11,'water');
hw11=hw10-(ntw*(hw10-hw11rev));
Sw11=CoolProp.PropsSI('S','H',hw11,'P',Pw11,'water');
Tw11=CoolProp.PropsSI('T','H',hw11,'P',Pw11,'water');

```

%punto 12s

```

Pw12=Pw11;
Tw12=680;
Sw12=CoolProp.PropsSI('S','T',Tw12,'P',Pw12,'water');
hw12=CoolProp.PropsSI('H','T',Tw12,'P',Pw12,'water');

```

%turbina de baja presion

%punto 5s

```

Pw5=Pw4;
Sw5id=Sw12;
hw5rev=CoolProp.PropsSI('H','S',Sw5id,'P',Pw5,'water');
hw5=hw12-(ntw*(hw12-hw5rev));
Sw5=CoolProp.PropsSI('S','H',hw5,'P',Pw5,'water');
Tw5=CoolProp.PropsSI('T','H',hw5,'P',Pw5,'water');

```

%punto 13s

```

Pw13=Pw1;
Sw13id=Sw5;
hw13rev=CoolProp.PropsSI('H','S',Sw13id,'P',Pw13,'water');
hw13=hw5-(ntw*(hw5-hw13rev));
Sw13=CoolProp.PropsSI('S','H',hw13,'P',Pw13,'water');
Tw13=CoolProp.PropsSI('T','H',hw13,'P',Pw13,'water');
Q13=CoolProp.PropsSI('Q','H',hw13,'P',Pw13,'water');

```

%parte del aire

%PPs

%PP2=Ta7-Tw8

%PP4=Ta9-Tw4

%PP5=Ta10-Tw2

PP2=20;

PP4=20;

```
PP5=85;
```

```
%punto 7a
```

```
Pa7=Pa5;
```

```
Ta7=PP2+Tw8;
```

```
Sa(7)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta7,'P',Pa7,'air');
```

```
ha(7)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta7,'P',Pa7,'air');
```

```
%punto 9a
```

```
Ta9=PP4+Tw4;
```

```
Pa9=Pa5;
```

```
Sa(9)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta9,'P',Pa9,'air');
```

```
ha(9)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta9,'P',Pa9,'air');
```

```
%Punto 10a
```

```
Ta10=PP5+Tw2;
```

```
Pa10=Pa5;
```

```
Sa(10)=CoolProp.PropsSI('S','T',Ta10,'P',Pa10,'air');
```

```
ha(10)=CoolProp.PropsSI('H','T',Ta10,'P',Pa10,'air');
```

```
%potencias térmicas de cada tramo
```

```
%punto 6a
```

```
%PP1=Ta6-Tw10
```

```
Pa6=Pa5;
```

```
%punto 8a
```

```
%PP3=Ta8-Tw5
```

```
Pa8=Pa5;
```

```
%ecuación
```

```
ha(8)=x(1);
```

```
ha(6)=x(2);
```

```
gmw = x(3);
```

```
y(1)= ha(8)-(ha(7)-(gmw*(1-0.33)*(hw7-hw6))/gma);
```

```
y(2)=ha(6)-(ha(5)-(gmw*(1-0.33)*(hw12-hw11))/gma);
```

```
y(3)= gmw-(((ha(9)-ha(10))*gma)/(hw3-hw2));
```

```
end
```

```
end
```